

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR



Ingeniería Técnica Industrial: Electricidad

PROYECTO FIN DE CARRERA

**ENSAYO DE MICROTURBINAS HIDRÁULICAS
PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA
EN ZONAS DESABASTECIDAS (II)**

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

Autor: Juan Manuel Mascías de la Rica

Tutor: Ulpiano Ruiz-Rivas Hernando

Julio 2012

DEDICATORIA

Agradezco la ayuda prestada para llevar a cabo este proyecto a mi tutor Ulpiano Ruiz-Rivas Hernando, primero por ofrecernos la oportunidad de trabajar en este proyecto de final de carrera, y segundo por estar dispuesto a resolver las dudas que nos han ido surgiendo y explicarnos las cosas las veces que hicieran falta, que han sido muchas.

Mencionar también la ayuda prestada por Jaime Martínez Alonso, tutor del proyecto de Alberto Gregoris con quien he tenido trato debido a la naturaleza de este proyecto y que también ha estado dispuesto siempre que ha sido posible a ayudarnos.

Agradezco la ayuda y consejos prestados por los técnicos del taller de fluidos de la Universidad Carlos III, en especial a Manolo y Carlos que tanto nos ayudaron en la construcción del banco de pruebas del proyecto.

Quiero agradecer especialmente el apoyo de mi familia, que ha estado encima mía en los momentos difíciles al inicio de la carrera y cuyos consejos y “sermones” me han ayudado y me ayudarán siempre.

Quiero agradecer también a mis amigos de siempre el apoyo durante todos estos años de amistad y junto a los cuales, espero no hacerme nunca mayor.

Quiero agradecer a mis compañeros de clase Álvaro Maldonado, Sergio Cano, Raúl Blazquez, Eliseo Virseda, Sebastián Fernández, Sergio Martínez y Raul Rodriguez la ayuda prestada en el paso por la universidad y sin los que sinceramente, no estaría leyendo este documento.

Claro está, y para lo último siempre queda lo mejor, quiero agradecer a Alberto Gregoris, amigo desde los inicios de la universidad con el que tenido la suerte de compartir este proyecto, el empeño y ganas que ha puesto en sacar adelante el proyecto, soportándome y arrimando el hombro en los momentos difíciles del proyecto; que para que nos vamos a engañar, también ha tenido muchos buenos.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	14
1.1	Objetivos del proyecto	14
1.2	Organización del documento	14
1.3	Organización del proyecto	15
2	ENERGÍA PICO-HIDRÁULICA	16
3	BASE TEÓRICA	17
3.1	CIRCUITO HIDRÁULICO	17
3.1.1	PROPIEDADES Y CONCEPTOS BÁSICOS DE FLUIDOS	17
3.1.1.1	PROPIEDADES	17
3.1.1.2	TEOREMAS	18
3.1.2	TEORÍA DE PERDIDAS EN TUBERÍAS	21
3.1.2.1	CIRCULACIÓN DE AGUA EN CONDUCTOS	21
3.1.2.2	PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN	24
3.1.2.3	TEORÍA DE PÉRDIDA DE CARGA LOCALIZADA	27
3.2	Bombas, funcionamiento y sistemas	36
3.2.1	PARÁMETROS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS E INSTALACIONES	36
3.2.1.1	CAUDAL	36
3.2.1.2	Altura de la bomba	37
3.2.1.3	VELOCIDAD DEL FLUIDO	39
3.2.1.4	PRESIÓN	40
3.2.1.5	NPSH en bombas centrífugas	40
3.2.2	Características de funcionamiento de las bombas centrífugas	41
3.2.2.1	Curvas características de las bombas	41
3.2.2.2	Curva característica del sistema	42
3.2.2.3	Relación entre la curva de la bomba y la del sistema	43
3.2.3	Ajuste para diferentes condiciones de funcionamiento	45
3.3	Válvulas	48
3.3.1	Tipos De Válvulas	48
3.3.1.1	Válvulas tipo compuerta	48
3.3.1.2	Válvulas de bola	49
3.4	Turbinas hidráulicas	51
3.4.1	Tipos de turbinas hidráulicas	51
3.4.1.1	TURBINAS DE REACCIÓN	51
3.4.1.2	TURBINAS DE ACCIÓN	53
4	INSTALACIÓN	68
4.1	DISEÑO DE LA INSTALACIÓN Y DE SUS COMPONENTES	69
4.1.1	BOMBA CENTRÍFUGA	69
4.1.2	DEPÓSITO DE AGUA	71
4.1.3	ESTRUCTURA	74
4.1.4	CÚPULA Y ESTRUCTURA DEL ALTERNADOR	77
4.1.5	EJE TURBINA - ALTERNADOR	82

4.1.6	TUBERÍAS Y VÁLVULAS	85
	SISTEMA DE TUBERÍAS	89
4.1.7	TURBINAS	93
5	ANÁLISIS PREVIO DE LA INSTALACIÓN	105
5.1	Cálculo de pérdidas de presión por fricción en la instalación	105
5.2	Cálculo de pérdidas de presión localizadas conocidas de la instalación	110
5.2.1	Calculo de factores K	110
5.3	Caracterización previa de la instalación	120
6	EXPERIMENTOS Y RESULTADOS	124
6.1	Organización de los experimentos	124
6.1.1	EXPLICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE LOS DIFERENTES EXPERIMENTOS	126
6.1.1.1	VARIACIÓN DE CAUDAL Y PRESIÓN	126
6.1.1.2	VARIACIÓN DE APERTURA DE LA TOBERA	131
6.1.1.3	VARIACIÓN DE EXCITACIÓN Y TIPOLOGÍA DE EXCITACIÓN DEL ALTERNADOR	133
6.1.1.4	Variación de carga en el alternador	136
6.2	Caracterización de la instalación	138
6.2.1	Curvas P-Q del sistema	138
6.2.2	Curvas de Potencia hidráulica	139
6.2.3	Calculo factor K de la tobera	141
6.2.3.1	Calculo de factor K según Crane	141
6.2.3.2	CALCULO DEL FACTOR K SEGÚN IDLECHICK	146
6.2.3.3	CALCULOS FACTOR K USANDO DATOS PRÁCTICOS	148
6.3	Caracterización de la turbina pelton	159
6.3.1	PRUEBAS EN VACIO	159
6.3.2	PRUEBAS CON REGULADOR	163
6.3.2.1	PRUEBAS PARA 4,5 MM DE DIAMETRO	164
6.3.2.2	PRUEBAS PARA 5,5 MM DE DIAMETRO	168
6.3.2.3	PRUEBAS PARA 6,5 MM DE DIAMETRO	172
6.3.3	PRUEBAS CON EXCITACIÓN INDEPENDIENTE	176
6.3.3.1	PRUEBAS PARA 5,5 MM DE DIAMETRO	176
6.3.3.2	PRUEBAS PARA 6,5 MM DE DIAMETRO	187
7	CONCLUSIONES Y PROYECTOS FUTUROS	188
8	BIBLIOGRAFÍA	191

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. DISTRIBUCIÓN DE VELOCIDADES EN UNA TUBERÍA (SACADO DE ESHA)	21
FIGURA 2.	21
FIGURA 3. DIAGRAMA DE MOODY	26
FIGURA 4. REPRESENTACIÓN TÍPICA DE LA PÉRDIDA DE CARGA DE UNA CONDUCCIÓN	28
FIGURA 5. GRÁFICO DE FACTORES K PARA EXPANSIÓN Y CONTRACCIÓN SÚBITAS	29
FIGURA 6. COEFICIENTES K PARA LOS DISTINTOS TIPOS DE ENTRADAS O SALIDAS A ESCAPE LIBRE O DEPÓSITOS	33
FIGURA 7. DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN UN TRAMO CURVO DE TUBERÍA	34
FIGURA 8. DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN SECCIÓN TRANSVERSAL DE TRAMO CURVO DE TUBERÍA	34
FIGURA 9. COEFICIENTES K DE CODOS EN FUNCION DEL PARÁMETRO RD	35
FIGURA 10. COEFICIENTES K PARA DIFERENTES TIPOS DE VÁLVULA	35
FIGURA 11. CURVAS TÍPICAS $H(Q)$ PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS	41
FIGURA 12. VARIACIÓN DEL CAUDAL DEBIDO A LA VARIACIÓN DE LA CURVA $H_A(Q)$ REAL SOBRE LA CURVA PREVIAMENTE CALCULADA	43
FIGURA 13. RELACIÓN ENTRE CURVAS $H_A(Q)$ INESTABLES Y ALTURAS VARIABLES DE INSTALACIÓN	44
FIGURA 14. VARIACIÓN DEL CAUDAL POR ESTRANGULACIÓN	45
FIGURA 15. PÉRDIDAS POR REGULACIÓN EN CURVAS $H(Q)$ PLANAS Y DE PENDIENTE PRONUNCIADA	46
FIGURA 16. CONTROL DEL CAUDAL MEDIANTE BYPASS	47
FIGURA 17. DETALLE DE VÁLVULAS DE COMPUERTA	48
FIGURA 18. DETALLE DE VÁLVULA DE BOLA	49

FIGURA 19. TURBINA FRANCIS	52
FIGURA 20. TURBINA KAPLAN	52
FIGURA 21. TURBINA TURGO	53
FIGURA 22. ESQUEMA DE TURBINA DE FLUJO CRUZADO	54
FIGURA 23. RODETE Y CUCHARAS DE UNA TURBINA PELTON	55
FIGURA 24. EJEMPLO DE PELTON CON 6 INYECTORES	56
FIGURA 25. ESQUEMA DEL INYECTOR DE UNA TURBINA PELTON	56
FIGURA 26. EJEMPLO DE INCIDENCIA EN UN ÁLABE DE PELTON	56
FIGURA 27. CAZOLETAS DE PELTON	57
FIGURA 28. VALOR DE K_{CO} EN FUNCIÓN DEL GRADO DE APERTURA DEL INYECTOR	59
FIGURA 29. TRIANGULO DE VELOCIDADES	59
FIGURA 30. CURVAS CARACTERÍSTICAS TEÓRICAS DE LA TURBINA PELTON	61
FIGURA 31. PROPORCIONES DE LAS CAZOLETAS	63
FIGURA 32. TRAYECTORIA DE UNA CAZOLETA DESDE EL PRIMER IMPACTO	64
FIGURA 33. GRÁFICO OPERACIONAL CAUDAL/SALTO PARA LOS TIPOS DE TURBINAS	66
FIGURA 34. INSTALACIÓN HIDRAÚLICA	68
FIGURA 35. DIMENSIONES DE LA BOMBA	69
FIGURA 36. ENTRADA LATERAL AL DEPÓSITO	73
FIGURA 37. ENTRADA INFERIOR AL DEPÓSITO	73
FIGURA 38. ESTRUCTURA DE APOYO DEL DEPÓSITO	74
FIGURA 39. DETALLE DE ESTRUCTURA DE SOPORTE DE CÚPULA	75

FIGURA 40. LAMINA DE APOYO DE LA CÚPULA VISTA DESDE ARRIBA (IZQUIERDA) Y DESDE ABAJO (DERECHA) DONDE SE APRECIA LA UNIÓN AL DEPÓSITO Y A LA ESTRUCTURA MEDIANTE SILICONA	75
FIGURA 41. DIBUJO DE LÁMINA DE APOYO DE LA CÚPULA	76
FIGURA 42. BOCETOS DE LA CÚPULA	77
FIGURA 43. LÁMINA DE LA CARA DE APOYO DE LA TURBINA PELTON	79
FIGURA 44. LÁMINA DE LA CARA DE APOYO DE LA TURBINA TURGO	79
FIGURA 45. LÁMINA SUPERIOR DE CIERRE DE LA CÚPULA	80
FIGURA 46. IMAGEN DE LA CÚPULA	80
FIGURA 47. FOTOGRAFÍA DE SUJECIONES DEL ALTERNADOR	81
FIGURA 48. PIEZAS SOBRE EL EJE DEL ALTERNADOR	82
FIGURA 49. FOTOGRAFÍA DEL RODETE TURGO	83
FIGURA 50. DIBUJO DEL EJE DE UNIÓN ENTRE TURBINA Y ALTERNADOR	84
FIGURA 51. IMAGEN DE PIEZA DE UNIÓN ENTRE EJE Y RODETE DE LA TURBINA	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
FIGURA 52. IMAGEN DEL CONJUNTO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
FIGURA 53. DETALLE DE LA VÁLVULA DE TRES VÍAS	85
FIGURA 54. VÁLVULA DE COMPUERTA	86
FIGURA 55. DIFERENTES POSICIONES DE LA VÁLVULA DE COMPUERTA DONDE SE APRECIA EL ESTRECHAMIENTO DEL ÁREA DE PASO.	87
FIGURA 56. VÁLVULAS MONTADAS EN LAS INSTALACIÓN	88
FIGURA 57. DISEÑO INICIAL DEL SISTEMA DE TUBERÍAS	89
FIGURA 58. SISTEMA DE PURGA DEL DEPÓSITO Y TOMA DE PRESIÓN EN LA BOCA DE ASPIRACIÓN DE LA BOMBA	90

FIGURA 59. IMAGEN DE LA CONEXIÓN EN T	91
FIGURA 60. FOTOGRAFÍA DE LA CONEXIÓN PARA EL MONTAJE DE LA TURBINA TURGO	92
FIGURA 61. FOTOGRAFÍA DE LA CONEXIÓN PARA EL MONTAJE DE LA TURBINA PELTON	92
FIGURA 62. IMAGEN DE TURBINA TURGO	93
FIGURA 63. DETALLE DE LA TOBERA SECCIONADA	94
FIGURA 64. PRIMERA PASO EN LA CONSTRUCCIÓN DE LAS CAZOLETAS	98
FIGURA 65. PIEZA INICIAL DE LAS CAZOLETAS	98
FIGURA 66. CORTES EN LA PIEZA PRINCIPAL	99
FIGURA 67. DESPIECE DE LA CAZOLETA DE LA TURBINA	99
FIGURA 68. PEGADO DE PIEZAS DE LA CAZOLETA	100
FIGURA 69. CAZOLETA PEGADA	100
FIGURA 70. UNIÓN DE PIEZA DE REFUERZO	101
FIGURA 71. DETALLE DE LA MELLA DE LAS CAZOLETAS	101
FIGURA 72. AGUJEROS DE UNIÓN CON EL RODETE	102
FIGURA 73. PIEZA CENTRAL DE LA CAZOLETA DONDE SE PUEDE OBSERVAR LA OPERACIÓN DE FRESADO SOBRE LA TUBERÍA.	102
FIGURA 74. FOTOGRAFÍA DE LA CAZOLETA COMPLETAMENTE MONTADA DONDE PODEMOS OBSERVAR LA MELLA EN SU EXTREMO Y EL CORTE EN SU PARTE INFERIOR QUE SIRVE DE ACOPLA ENTRE PALAS	103
FIGURA 75. EN ESTA FOTOGRAFÍA VEMOS LA PALA ANTES DE PRACTICARLE EL AGUJERO DE LA MELLA Y DONDE VEMOS TAMBIÉN EL REFUERZO EN SU PARTE TRASERA	103
FIGURA 76. TURBINA PELTON MONTADA	104
FIGURA 77. CURVAS H-Q DE LAS BOMBAS FACILITADAS POR EL FABRICANTE	105
FIGURA 78. DIAGRAMA DE MOODY MARCADO PARA NUESTRO CASO CONCRETO	109

FIGURA 79. PÉRDIDAS DE PRESIÓN TOTALES CONOCIDAS FRENTE A LA CURVA H(Q)	119
FIGURA 80. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA CURVA DE CARACTERIZACIÓN DE LA BOMBA	123
FIGURA 81. GRAFICA DE PRESIONES CON VÁLVULA DE PRESIÓN DE K VARIABLE FICTICIA	127
FIGURA 82. EXPLICACIÓN DE CURVAS DE PUNTO DE TRABAJO	128
FIGURA 83. EXPLICACIÓN DE MEDIDAS DE PRESIÓN	129
FIGURA 84. FOTOGRAFÍA DE LA TOBERA SIN APERTURA	131
FIGURA 85. FOTOGRAFÍA DE LA TOBERA TRAS REALIZAR LA PRIMERA OPERACIÓN DE APERTURA DE 4,5 MM DE DIÁMETRO DE SALIDA	132
FIGURA 86. ESQUEMA ELÉCTRICO DE LA INSTALACIÓN (OBTENIDO DEL PFC DE ALBERTO GREGORIS BRAÑA)	133
FIGURA 87. FIGURA X. MONTAJE USADO EN LOS EXPERIMENTOS CON REGULADOR(OBTENIDO DEL PFC DE ALBERTO GREGORIS BRAÑA)	134
FIGURA 88. MONTAJE USADO EN LOS EXPERIMENTOS CON EXCITACIÓN INDEPENDIENTE (OBTENIDO DEL PFC DE ALBERTO GREGORIS BRAÑA)	135
FIGURA 89. RESISTENCIAS VARIABLES UTILIZADAS EN LA INSTALACIÓN	136
FIGURA 90. CURVAS DE PRESIÓN EN LA ENTRADA DE LA TOBERA PARA LOS DISTINTOS DIÁMETROS DE APERTURA	138
FIGURA 91. CURVAS DE POTENCIA EN LA SALIDA DE LA TOBERA PARA LOS DISTINTOS DIÁMETROS DE APERTURA	140
FIGURA 92. APROXIMACIÓN TEÓRICA DEL FACTOR K PARA UN ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL	141
FIGURA 93. EXPRESIONES PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR K DE UN ESTRECHAMIENTO GRADUAL	141
FIGURA 94. DIBUJO DEL INYECTOR PROPORCIONADO POR EL FABRICANTE	142
FIGURA 95. DIBUJO CON MEDIDAS DEL INYECTOR	142

FIGURA 96. DIVISIÓN DEL CONO EN TRIÁNGULOS	142
FIGURA 97. IMAGEN DEL LIBRO IDDLECHICK	146
FIGURA 98. VALORES DE FACTOR K OBTENIDOS USANDO LOS DATOS DE LOS CONJUNTOS DE EXPERIMENTOS DE 4,5 MM (PELTON)	150
FIGURA 99. VALORES DE FACTOR K OBTENIDOS USANDO LOS DATOS DE LOS CONJUNTOS DE EXPERIMENTOS DE 5,5 MM (TURGO)	151
FIGURA 100. VALORES DE FACTOR K OBTENIDOS USANDO LOS DATOS DE LOS CONJUNTOS DE EXPERIMENTOS DE 5,5 MM (PELTON)	152
FIGURA 101. VALORES DE FACTOR K OBTENIDOS USANDO LOS DATOS DE LOS CONJUNTOS DE EXPERIMENTOS DE 6,5 MM (TURGO)	152
FIGURA 102. VALORES DE FACTOR K OBTENIDOS USANDO LOS DATOS DE LOS CONJUNTOS DE EXPERIMENTOS DE 6,5 MM (PELTON)	153
FIGURA 103. VALORES DE FACTOR K OBTENIDOS MEDIANTE EXPRESIONES TEÓRICAS Y DATOS PRÁCTICOS	154
FIGURA 104. ESTRECHAMIENTO DE LA VENA LÍQUIDA	156
FIGURA 105. GRÁFICA DONDE SE MUESTRAN LOS FACTORES K OBTENIDOS A PARTIR DE LA VARIACIÓN DEL DIÁMETRO DE APERTURA	158
FIGURA 106. REVOLUCIONES ADQUIRIDAS POR LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS DIÁMETROS DE APERTURA	159
FIGURA 107. RELACIÓN DE VELOCIDADES EN LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS DIÁMETROS DE APERTURA	161
FIGURA 108. DETALLE DE TURBINA PELTON	162
FIGURA 109. POTENCIA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO (4,5 MM CON REGULADOR)	164
FIGURA 110. POTENCIAS GENERADAS POR EL ALTERNADOR ACOMPAÑADAS DE LA POTENCIA HIDRÁULICA (4,5 MM CON REGULADOR)	165
FIGURA 111. RENDIMIENTO DEL CONJUNTOS EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA (4,5 MM CON REGULADOR)	166

- FIGURA 112. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO (4,5 MM CON REGULADOR) 167**
- FIGURA 113. COMPARATIVA DE VELOCIDADES DE GIRO ENTRE EXPERIMENTOS DE VACÍO Y REGULADOR 167**
- FIGURA 114. POTENCIA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO (5,5 MM CON REGULADOR) 168**
- FIGURA 115. POTENCIA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO (5,5 MM CON REGULADOR) 169**
- FIGURA 116. POTENCIAS GENERADAS POR EL ALTERNADOR ACOMPAÑADAS DE LA POTENCIA HIDRÁULICA (5,5 MM CON REGULADOR) 169**
- FIGURA 117. RENDIMIENTO DEL CONJUNTOS EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA (5,5 MM CON REGULADOR) 170**
- FIGURA 118. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO (5,5 MM CON REGULADOR) 170**
- FIGURA 119. COMPARATIVA DE VELOCIDADES DE GIRO ENTRE EXPERIMENTOS DE VACÍO Y REGULADOR 171**
- FIGURA 120. POTENCIA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO (6,5 MM CON REGULADOR) 172**
- FIGURA 121. POTENCIA GENERADA ACOMPAÑADA DE LA POTENCIA HIDRÁULICA (6,5 MM) 172**
- FIGURA 122. RENDIMIENTO DEL CONJUNTO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO (6,5 MM) 173**
- FIGURA 123. VELOCIDAD DE GIRO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FLUIDO (6,5 MM) 173**
- FIGURA 124. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO (6,5 MM) 174**
- FIGURA 125. TENSIÓN DE SALIDA EN BORNES DEL ALTERNADOR PARA CADA DIÁMETRO DE APERTURA 175**

FIGURA 126. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA FRENTE A LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 6 OHMNIOS. 176

FIGURA 127. POTENCIA GENERADA EN EL ALTERNADOR FRENTE A LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 6 OHMNIOS. 177

FIGURA 128. RENDIMIENTO FRENTE A LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 6 OHMNIOS (5,5 MM) 178

FIGURA 129. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA FRENTE A LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 10 OHMNIOS. 179

FIGURA 130. POTENCIA GENERADA EN EL ALTERNADOR FRENTE A LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 10 OHMNIOS. 180

FIGURA 131. RENDIMIENTO FRENTE A LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 10 OHMNIOS. 181

FIGURA 132. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA FRENTE A LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 20 OHMNIOS 182

FIGURA 133. POTENCIA GENERADA EN EL ALTERNADOR FRENTE A LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 20 OHMNIOS. 182

FIGURA 134. RENDIMIENTO FRENTE A LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN Y RESISTENCIA DE 20 OHMNIOS. 183

FIGURA 135. VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA FRENTE A LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO PARA LOS DISTINTOS VALORES DE EXCITACIÓN SIN RESISTENCIA EN LA SALIDA DEL ALTERNADOR. 184

FIGURA 136. TENSIÓN EN BORNES DEL ALTERNADOR OBTENIDA EN LOS EXPERIMENTOS DE EXCITACIÓN INDEPENDIENTE PARA TURBINA PELTON. 185

FIGURA 137. GRÁFICA DE EXPERIMENTOS CON UN MAYOR RENDIMIENTO 185

FIGURA 138. POTENCIAS MÁXIMAS OBTENIDAS CON EXCITACIÓN INDEPENDIENTE PARA TURBINA PELTON 186

FIGURA 139. MUESCAS CAUSADAS POR EL USO EN LA TURBINA PELTON	189
---	------------

INDICE DE TABLAS

TABLA 1. RANGO DE ALTURAS DE TURBINAS	65
TABLA 2. DATOS DE LA CURVA H(Q) DE NUESTRA BOMBA	106
TABLA 3. DATOS TÉCNICOS DE LAS TUBERÍAS DE LA INSTALACIÓN	107
TABLA 4. PUNTOS DE ESTUDIO DE LA BOMBA	116
TABLA 5. PERDIDAS TOTALES CONOCIDAS DE AMBOS CIRCUITO	117
TABLA 6. CURVA H(Q) DE LA BOMBA FRENTE A PÉRDIDAS TOTALES	118
TABLA 7. EXPERIMENTO DE DISMINUCIÓN DE CAUDAL PARA CARACTERIZACIÓN DE LA BOMBA	122
TABLA 8. CONJUNTO DE PRUEBAS REALIZADA	125
TABLA 9. CONJUNTO DE VARIABLES A MEDIR EN LAS DISTINTAS PRUEBA	125
TABLA 10. FACTORES TEÓRICOS SEGÚN CRANE	145
TABLA 11. FACTORES TEÓRICOS SEGÚN IDDLCHICK	148
TABLA 12. VALORES PROMEDIO, VARIANZA Y DESVIACIÓN DE VALORES DE K PRÁCTICOS	153
TABLA 13. EFECTO DE LA VARIACIÓN DEL DIÁMETRO DE SALIDA SOBRE EL FACTOR K	157
TABLA 14. LISTADO DE GRÁFICAS DE EXPERIMENTO CON REGULADOR Y 4.5 MM DE DIÁMETRO	163

1 Introducción

1.1 Objetivos del proyecto

Este proyecto se engloba dentro del campo de las Tecnologías Apropriadas, que pretenden ofrecer una solución económica y técnicamente viable para abastecer de energía eléctrica a zonas desabastecidas de países en vías de desarrollo mediante la explotación de recursos energéticos renovables.

Uno de los objetivos de este proyecto es el diseño y construcción de un banco de pruebas que simule condiciones de caudal y presión a modo de ser una simulación de las condiciones de un aprovechamiento hídrico como un pequeño río; y que permita identificar la viabilidad de parejas de turbina y alternador a fin de encontrar una solución económica y técnicamente viable para ser aplicada en el campo de las tecnologías apropiadas.

Otro objetivo marcado en este proyecto es el diseño, construcción y caracterización de una turbina tipo Pelton fabricada con materiales de bajo costo y accesibles en países no industrializados.

1.2 Organización del documento

El proyecto está organizado según el índice presentado al inicio del documento. Se adjunta con el documento un anexo con los archivos Excel donde están todos los datos obtenidos en los ensayos realizados en el proyecto, así como fotografías y videos de la instalación y sus componentes.

A continuación se realiza una breve descripción del contenido de cada apartado.

Apartado 1. Introducción: Se citan los objetivos del proyecto y su organización

Apartado 2. Energía pico-hidráulica: Muy breve introducción acerca de la energía pico-hidráulica

Apartado 3. Base teórica: En este apartado se cita la teoría consultada para llevar a cabo este proyecto y que sirve como base de para comprender los cálculos realizados en el proyecto.

Apartado 4. Instalación: En este apartado se describe el proceso de diseño de un banco de pruebas para simulación de condiciones de altura y caudal. Se describe además el proceso seguido para el diseño y construcción de una turbina tipo Pelton a partir de materiales de coste reducido pensado para ser utilizado en la instalación de Tecnologías Apropriadas.

Apartado 5. Análisis previo: En este apartado se realizan los cálculos de pérdidas de presión en la instalación así como una caracterización previa de la curva de funcionamiento de la bomba

Apartado 6. Experimentos y resultados: A lo largo de este apartado se describen los experimentos llevados a cabo en este proyecto, así como los resultados obtenidos en éstos.

Apartado 7. Conclusiones y proyectos futuros: En este apartado se reflexiona acerca de los resultados obtenidos y sobre posibles proyectos futuros del banco de pruebas.

1.3 Organización del proyecto

Este proyecto forma parte de un conjunto de dos proyectos denominados “Ensayo de microturbinas hidráulicas para la generación de energía en zonas desabastecidas (I y II)” formados por los proyectos llevados a cabo simultáneamente por Alberto Gregoris Braña y Juan Manuel Mascías de la Rica.

En el proyecto de Alberto Gregoris Braña (se trata con mayor profundidad el apartado eléctrico de la instalación, así como los datos obtenidos en el banco de pruebas con la turbina Turgo).

Cabe destacar que todo el proceso de diseño y montaje del banco de pruebas, así como la toma de datos de todos y cada uno de los experimentos llevados a cabo en el proyecto se ha realizado de manera conjunta en todo momento, quedando como trabajo individual en mi caso el diseño y construcción de una turbina Pelton fabricada en taller (aunque Alberto me ayuda en su construcción).

Por motivos de extensión y carga de trabajo de ambos proyectos se decide dividir la redacción de la siguiente manera:

Alberto Gregoris Braña:

- Energía hidráulica
- Instalación eléctrica
- Sensorización
- Turbina Turgo

Juan Manuel Mascías de la Rica:

- Instalación hidráulica, diseño
- Instalación hidráulica, caracterización
- Caracterización factor K de la tobera
- Turbina Pelton

Si se desea obtener información concerniente a los temas que no se tratan en este documento puede acudir al proyecto de Alberto Gregoris.

2 ENERGÍA PICO-HIDRÁULICA

En la actualidad una gran parte de la energía eléctrica que se genera es de origen hidroeléctrico, lo que ayuda sobremedida a la conservación del medioambiente evitando el uso de otras energías contaminantes. Aun así la energía hidráulica tiene un lado oscuro a causa de la importancia de la obra civil que conlleva la construcción de estas éstas centrales y que en ocasiones provoca la inundación de grandes áreas para realizar el embalse de agua, lo que provoca grandes impactos en el entorno. Claro está esto ocurre siempre y cuando hablamos de grandes aprovechamientos energéticos con enormes embalses que generan GW de energía para alimentar nuestra industria y sociedad en general.

Es entonces cuando, los pequeños aprovechamientos de energía, con potencias instaladas no superiores a los 10 MW, se integran fácilmente en el ecosistema y se evita ese gran impacto sobre el medioambiente. Estos pequeños aprovechamientos no necesitan necesariamente para funcionar de grandes presas o embalses, siendo la gran mayoría de estas pequeñas centrales hidráulicas del tipo de agua fluente.

La Pico-Hidroenergía (Pico-Hidro) es la energía eléctrica generada mediante el uso de turbinas hidráulicas con una potencia no mayor a los 5 KW. Esta tecnología permite el aprovechamiento de pequeñas fuentes de agua, así, hasta un riachuelo puede suministrar energía eléctrica a varias viviendas rurales. Además, típicamente constituye la tecnología de más bajo costo para electrificación en zonas alejadas de la red de energía.

La pico-hidráulica posee varias ventajas; a diferencia de las hidroeléctricas de gran tamaño como hemos dicho no requiere represas o embalses, de forma que el impacto ambiental es mínimo. La turbina utilizada en la pequeña central puede ser fabricada en un taller (como veremos en este proyecto) y como generador pueden usarse alternadores de coche relativamente baratos, de construcción robusta y de fácil acceso. Siendo así que, como punto a favor, basta con un pequeño arroyo que suministre el caudal, lo que conlleva sumado a un buen diseño de la instalación un coste por la generación de energía considerablemente menor que otros sistemas.

Como desventaja pueden citarse las dificultades debido a variaciones estacionales que modifican el transcurso o caudal del río. Sin embargo, estudiándolo de manera global, parece ser una tecnología económicamente viable, con futuro prometedor y que puede brindar autosuficiencia energética a zonas desabastecidas de países en vías de desarrollo que posean recursos hídricos.

Una típica instalación de pico-hidráulica consta básicamente de los siguientes componentes:

- Bocatoma y Reservorio: toma el agua del riachuelo y mantiene una reserva de agua.
- Tubería descendente: lleva el agua colina abajo hasta la turbina
- Turbina y Generador: el agua sale por un inyector como un chorro a alta presión que hace girar la turbina del generador haciendo que la potencia mecánica debida al giro de la turbina se convierta en potencia eléctrica.
- Controlador electrónico de potencia que conectado al generador hace que la potencia eléctrica generada pueda ser conectada con las cargas eléctricas de consumo.
- Sistema de distribución eléctrica que distribuya la energía eléctrica hasta las casas.

3 BASE TEÓRICA

3.1 CIRCUITO HIDRAÚLICO

3.1.1 PROPIEDADES Y CONCEPTOS BÁSICOS DE FLUIDOS

3.1.1.1 PROPIEDADES

DEFINICION DE FLUIDO

Los fluidos son sustancias capaces de fluir y que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando se encuentran en equilibrio, los fluidos no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma.

Los fluidos pueden dividirse en líquidos y gases. Las diferencias esenciales entre líquidos y gases son; en primer lugar, que los líquidos son prácticamente incompresibles a diferencia de los gases que son compresibles; y en segundo lugar, los líquidos ocupan un volumen definido y tienen superficies libres mientras que un gas se expande hasta ocupar todas las partes del recipiente que lo contiene.

PROPIEDADES

- **Densidad**

La densidad de un cuerpo es la masa por unidad de volumen, y se denomina como $\rho = \frac{Kg}{m^3}$.

La densidad relativa de un cuerpo es un número adimensional que viene dado por la relación del peso del cuerpo y el peso de un volumen igual de una sustancia que se toma como referencia; los sólidos y líquidos se refieren al agua (a 4°C), mientras que los gases se refieren al aire libre de CO₂ e H a 0°C y 1 atm de presión, como condiciones normales.

- **Viscosidad**

La viscosidad de un fluido es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes. La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido. Cabe distinguir entre viscosidad absoluta o dinámica y viscosidad cinemática, cuyas unidades son:

$$\text{Viscosidad absoluta o dinámica, } \mu = \frac{Kg \cdot s}{m^2}$$

$$\text{Viscosidad cinemática, } \nu = \frac{\text{viscosidad absoluta, } \mu}{\text{densidad, } \rho} = \frac{m^2}{s}$$

- **Presión de un fluido**

Un fluido sometido a presión produce una fuerza sobre las paredes del recipiente que lo contiene equivalente a dicha presión por la superficie de la pared donde actúa. La presión de un fluido se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y actúa normalmente a cualquier superficie plana. En el mismo plano horizontal, el valor de la presión en un líquido es igual en cualquier punto.

Las medidas de presión se realizan mediante el uso de manómetros; la presión puede medirse tomando como referencia el vacío absoluto; denominándose entonces presión absoluta, o también puede medirse tomando como referencia la presión ambiente en el punto de medida, en cuyo caso recibe el nombre de presión manométrica o relativa. El ambiente que rodea al punto de medida suele ser en la mayoría de los casos la atmósfera local, cuya presión absoluta es la presión barométrica.

La presión viene expresada por una fuerza dividida por una superficie, o lo que es lo mismo, es la fuerza por unidad de superficie. En general;

$$p \text{ (kg/m}^2\text{)} = \frac{P \text{ (kg)}}{A \text{ (m}^2\text{)}}$$

3.1.1.2 TEOREMAS

TEOREMA DE CONTINUIDAD

Este teorema es la expresión de la conservación de la masa de fluido en su movimiento, y su expresión general es la siguiente:

$$\rho AV = cte$$

Donde:

- ρ es la densidad
- A la sección transversal
- V la velocidad del flujo.

Para fluidos incompresibles (densidad ρ constante) la expresión se reduce a:

$$Q = VA = cte$$

donde Q es el caudal o masa por unidad de tiempo de fluido que atraviesa dicha sección transversal, cuyas unidades son generalmente m^3/s .

ECUACIÓN DE BERNOULLI

La ecuación de Bernoulli expresa la conservación de la energía de un fluido en su movimiento.

La ecuación de Bernoulli se puede expresar de tres formas diferentes:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = cte \quad , \text{ esta expresión representa la energía por unidad de peso.}$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = cte \quad , \text{ esta expresión representa la energía por unidad de masa.}$$

$$p + \rho \frac{V^2}{2} + \gamma z = cte \quad , \text{ esta expresión representa la energía por unidad de volumen.}$$

donde:

- γ , es el peso específico de fluido
- ρ , es la densidad del fluido
- p , es la presión
- V , es la velocidad del fluido
- z , es la cota o altura de referencia

Al calcular el Bernoulli en un punto de un conducto se adoptan los valores medios de cada sección; y al considerar dos secciones distintas del conducto se escribirá, por ejemplo:

$$P_1/\gamma + V_1^2/2g + z_1 = P_2/\gamma + V_2^2/2g + z_2$$

En la mayoría de los casos no puede suponerse que la energía de un fluido se conserva, pues en su desplazamiento hay pérdidas de energía, llamadas pérdidas de carga, y aportes o extracciones de energía por parte de bombas o de turbinas; dichas pérdidas de energía se explicarán con más detalladamente en apartados posteriores (apartado 3.1.2).

En este caso es preciso recurrir a la ecuación de Bernoulli generalizada, que expresa el balance de energía del fluido en su movimiento entre dos puntos.

$$P_1/\gamma + V_1^2/2g + z_1 - h_f + H_B - H_T = P_2/\gamma + V_2^2/2g + z_2$$

donde h_f expresa la pérdida de energía entre los dos puntos considerados y que se transforman en calor; H_B la energía aportada al fluido por las bombas y H_T la energía absorbida por la turbina, si las hubiese. En esta expresión todo está expresado en unidades de longitud (metros de columna del líquido circulante), es decir, en energía por unidad de peso. De igual manera se podría haber expresado en las otras dos formas, es decir por unidad de volumen o por unidad de masa.

En todo caso si se quisiera hallar la energía total habría que multiplicar la energía por unidad de peso, masa o volumen por el peso, masa o volumen circulante respectivamente.

3.1.2 TEORÍA DE PERDIDAS EN TUBERÍAS

3.1.2.1 CIRCULACIÓN DE AGUA EN CONDUCTOS

La energía contenida en un fluido incompresible que circula por el interior de un tubo, viene dada por la ecuación de Bernoulli:

$$H_i = h_i + \frac{P_i}{\gamma} + \frac{V_i^2}{2g}$$

Donde:

- H , es la energía total
- h_i , es la elevación de la línea de corriente sobre un plano de referencia
- P_i , es la presión
- γ , es el peso específico del fluido
- g , es la aceleración de la gravedad

La energía total en el punto i , H_i , es entonces la suma de la energía potencial h_i , la energía de presión P_i/γ y la energía cinética $V_i^2/2g$.

Osborne Reynolds observó que, si se hace circular agua con un hilo de tinta en un tubo de cristal, con una velocidad suficientemente baja, el flujo muestra un comportamiento típicamente laminar. El agua fluye en forma de tubos múltiples concéntricos, de pared muy delgada. El tubo virtual exterior se adhiere a la pared del tubo real, mientras que cada uno de los siguientes se desplaza a una velocidad ligeramente mayor que el anterior, hasta alcanzar un máximo en el centro del tubo. La distribución de la velocidad toma la forma de un paraboloide de revolución cuya velocidad media (Figura 1) es el 50% del valor máximo en el eje del tubo.

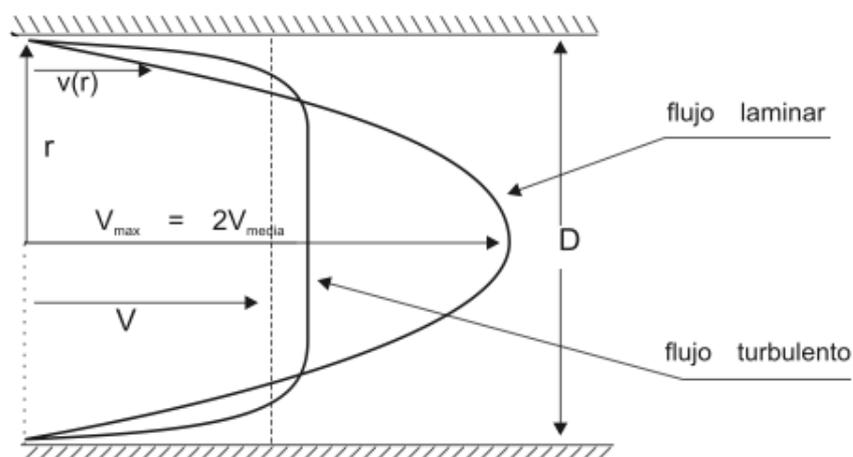


Figura 1. Distribución de velocidades en una tubería

Si la velocidad aumenta llega un momento en el que el hilo de tinta se rompe bruscamente y las partículas cercanas a la pared, frenan a las que circulan a mayor velocidad por el interior; es en ese momento cuando el flujo pasa a ser turbulento, y se tiene una distribución de velocidad más plana como puede apreciarse en la figura anterior (Figura 1).

Un flujo viscoso por tanto puede ser clasificado como flujo laminar o turbulento; donde un flujo laminar es aquel en el cual el fluido fluye sin mezclado significativo de sus partículas próximas entre sí, y un flujo turbulento es aquel en el que los movimientos del fluido varían irregularmente de manera que velocidad y presión muestran una variación aleatoria con el tiempo y coordenadas espaciales.

Reynolds encontró que el punto de transición de flujo laminar a flujo turbulento venía determinado por un número adimensional, N_R (número de Reynolds) que, en el caso de un tubo de sección circular, viene dado por la siguiente ecuación:

$$N_R = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{DV}{\nu}$$

Donde:

- ρ , es la densidad del fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
- D , es el diámetro del tubo (m)
- V , es la velocidad media en el tubo (m/s)
- μ , es el coeficiente de viscosidad del liquido $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$
- ν , es la viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)

En un fluido que circula por un tubo de sección circular y paredes lisas, la transición de flujo laminar a flujo turbulento ocurre aproximadamente cuando $N_R = 2000$, a este valor se le denomina número de Reynolds crítico, $N_{R\text{crit}}$. Esta transición no siempre ocurre de manera exacta para $N_R = 2000$, sino que varía dependiendo de las condiciones en que se realiza el experimento, de forma que más que un punto de transición lo que realmente existe es una llamada "zona de transición".

Si la pared es extremadamente lisa y libre de vibraciones, el número de Reynolds crítico se incrementa a medida que disminuye el nivel de fluctuación en el flujo; llegando a tomar valores de hasta $N_R = 40000$. El flujo puede variar entre turbulento y laminar; en ese caso se le denomina como flujo intermitente, fenómeno que puede ocurrir cuando el número de Reynolds se aproxima a Re_{crit} .

Respecto a las tuberías, pueden comportarse como lisa, semilisa o rugosa. Se dice que “se comporta” y no que “es”, porque en ello no interviene únicamente la rugosidad de la tubería, sino también las características del flujo, por lo que una misma tubería puede comportarse como lisa, semilisa y rugosa, según el caudal que transporte en su interior.

Una tubería se comporta como lisa cuando $Re < 23/(\varepsilon/D)$, y se comportará como rugosa cuando $Re > 560/(\varepsilon/D)$, siendo semilisa ó semirrugosa en los valores intermedios.

La viscosidad hace que el agua, circulando por el interior de un tubo, experimente una pérdida de energía h_f que es debida a:

- La fricción contra las paredes del tubo
- La disipación viscosa como consecuencia de la fricción interna del flujo

La fricción del fluido contra las paredes de la tubería está condicionada por la rugosidad de éstas y por el gradiente de velocidad (dV/dr) en sus proximidades. En la Figura 1 se observa que el gradiente de velocidad en las cercanías de la pared, es mayor en el flujo turbulento que en el laminar y por tanto al aumentar el número de Reynolds cabe esperar un aumento de la fricción.

De la misma manera, al aumentar la turbulencia también aumenta la mezcla entre partículas, y por tanto la disipación viscosa en el flujo. Todo esto provoca que la pérdida de carga en régimen turbulento sea siempre mayor que en un régimen laminar.

Aplicando la ecuación de Bernoulli a un fluido en dos posiciones de su recorrido se tiene que:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + h_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + h_2 + h_f$$

En el segundo término de la igualdad tenemos una cantidad h_f que representa la energía perdida entre los puntos 1 y 2 del tramo estudiado, estas pérdidas son como consecuencia fundamentalmente de la fricción del fluido contra las paredes del tubo y en menor medida de la fricción interna en el fluido debida a la turbulencia.

En el apartado siguiente vamos a estudiar en mayor profundidad las pérdidas de presión por circulación de agua en conductos.

3.1.2.2 PÉRDIDA DE CARGA POR FRICCIÓN

En un cierto volumen de fluido en el interior del tubo, ubicado entre dos secciones perpendiculares a su eje, al que se aplica el principio de conservación de masa, **Darcy y Weisbach** obtuvieron la siguiente ecuación, válida tanto para flujos laminares como turbulentos circulando en conductos de sección transversal arbitraria:

$$h_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

- f , es el factor de fricción (*adimensional*)
- L , es la longitud de la tubería (*m*)
- D , es el diámetro del tubo (*m*)
- V , es la velocidad media del fluido en las tuberías (*m/s*)
- g , es la constante gravitacional (*m/s²*)

Si el flujo es laminar, el factor de fricción f puede calcularse matemáticamente mediante la ecuación:

$$f = \frac{64\mu}{\rho V D} = \frac{64}{N_R}$$

Como se observa, el factor de fricción f , en régimen laminar, es independiente de la rugosidad de las paredes, e inversamente proporcional a N_R . El hecho de que f disminuya al aumentar N_R , no implica que la fricción disminuya con la velocidad.

La pérdida de carga se obtiene sustituyendo f en la ecuación de **Darcy y Weisbach** mostrada al inicio del apartado.

$$h_{f\text{lam}} = \frac{64\mu}{\rho V D} \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = \frac{32\mu L V}{\rho g D^2}$$

En flujo laminar, la pérdida de carga unitaria es proporcional a V e inversamente proporcional al cuadrado del diámetro del tubo por el que circula el fluido.

En valores de $N_R \gg 2000$ con régimen totalmente turbulento, en las paredes de la conducción se encontramos una capa de fluido muy delgada que se conoce como subcapa laminar y cuyo espesor es inversamente proporcional al número de Reynolds. Se dice entonces, que un tubo es hidráulicamente liso cuando su rugosidad es inferior al espesor de la subcapa laminar.

En este tipo de tuberías hidráulicamente lisas el factor de fricción f no está afectado por la rugosidad del tubo. **Von Karman** dedujo la siguiente expresión que permite calcular el factor de fricción f en caso de encontrarse en este tipo de régimen.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log \left(\frac{N_R \sqrt{f}}{2,51} \right)$$

En valores muy altos de Reynolds, el espesor de esta subcapa disminuye significativamente, dándose que cuando este espesor es muy bajo el factor de fricción f es independiente de N_R , y depende exclusivamente de la rugosidad relativa e/D . En este caso el tubo es hidráulicamente rugoso y Von Karman dedujo entonces que en este caso, el factor f se podía expresar por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(3,7 \frac{D}{e} \right)$$

Entre estas dos situaciones, el tubo no es ni completamente liso ni completamente rugoso, siendo semiliso o semirugoso. Para cubrir esta zona de transición, **Colebrook** combinó la ecuación para tubos lisos con la del flujo dominado por la rugosidad, obteniendo como resultado la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{N_R \sqrt{f}} \right)$$

Estas fórmulas son muy poco prácticas para cálculos de ingeniería, por lo que **Moody** las representó gráficamente en el “*diagrama de Moody*” de pérdida de carga (Figura 2).

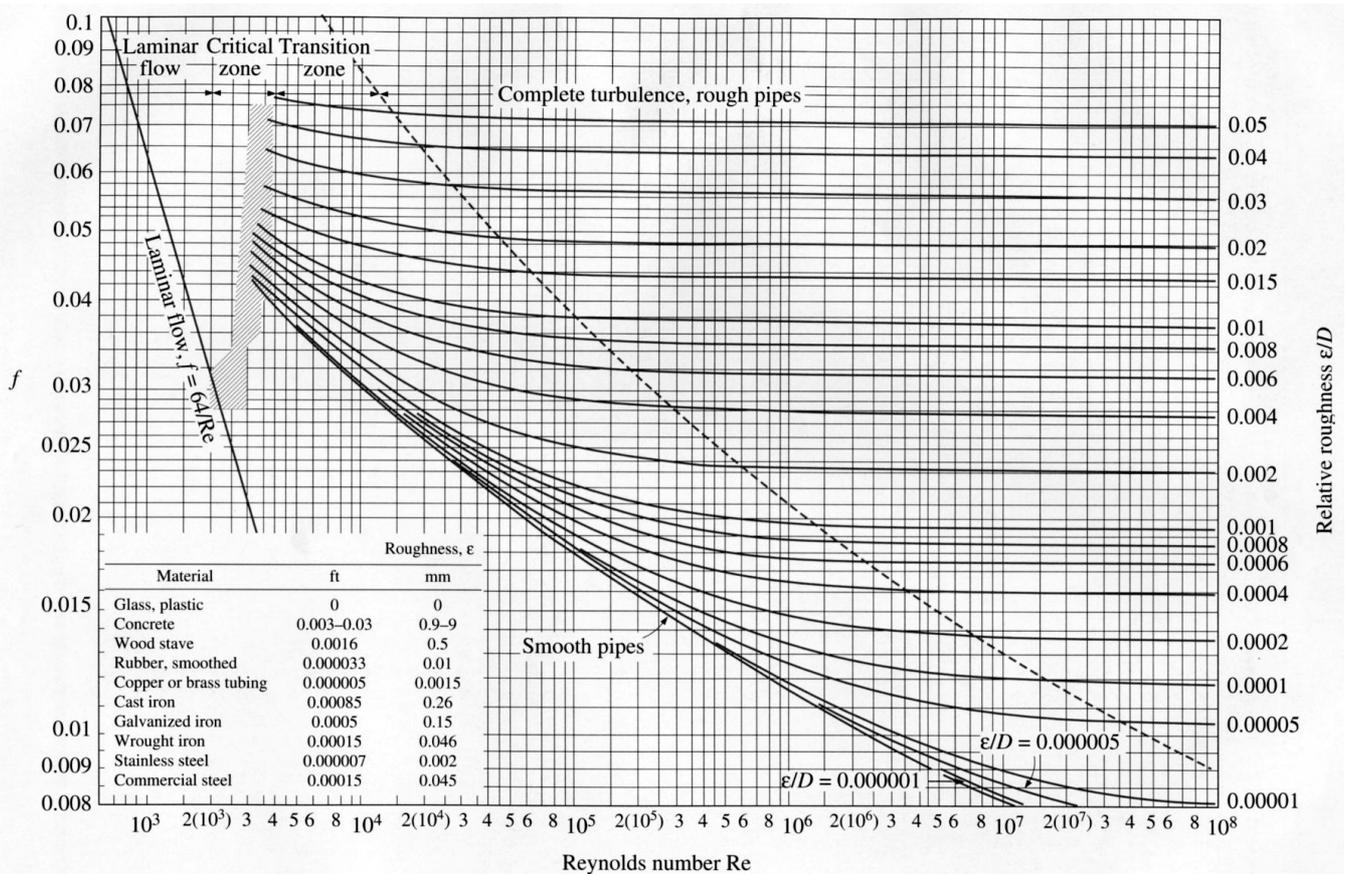


FIGURE A-27

The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.

Figura 2. Diagrama de Moody

El *diagrama de Moody* está representado en un papel doblemente logarítmico, donde se representa el número de Reynolds en el eje de abscisas, el coeficiente de rozamiento f en el eje de ordenadas, y como parámetro fundamental figura la rugosidad relativa e/D .

En el diagrama se observan cinco zonas:

1. Una zona laminar en la que f es una función lineal del número de Reynolds
2. Una zona crítica (sombreada) con definición algo confusa, en la que el régimen no es ni turbulento ni laminar y en la que no se encuentran valores de f .
3. Una zona de transición en la que f depende del número de Reynolds y de la rugosidad e
4. Una zona correspondiente al tubo hidráulicamente liso
5. Una zona plenamente turbulenta en la que f depende solamente del valor e de la rugosidad

El *diagrama de Moody* está representado en un papel doblemente logarítmico, disponiendo el número de Reynolds en abscisas, el coeficiente de rozamiento f en ordenadas, y como parámetro fundamental figura la rugosidad relativa e/D .

3.1.2.3 TEORÍA DE PÉRDIDA DE CARGA LOCALIZADA

- **Pérdida de carga por turbulencia**

Un flujo circulando en régimen turbulento por un sistema de tuberías, con sus entradas, codos, válvulas y demás accesorios, experimenta, además de las pérdidas por fricción, unas pérdidas por disipación de la viscosidad que es necesario analizar.

Debido a la complejidad de la configuración del flujo, en general, el cálculo de las pérdidas de carga en estos puntos se puede realizar mediante dos procedimientos:

- Método de longitud equivalente
- Mediante coeficientes o factores de paso, K adimensionales, obtenidos de manera experimental como cocientes de la pérdida de carga h y la altura cinética $V^2/2g$.

LONGITUD EQUIVALENTE

Se denomina longitud equivalente de una pieza especial a la longitud de tubería que produce la misma pérdida de carga que la pieza especial, considerando los diámetros iguales. Conocida dicha longitud se calcula la pérdida de carga de la pieza especial empleando la expresión de pérdida de carga por fricción en tuberías, la longitud equivalente correspondiente, quedando:

$$h_f = f \left(\frac{Le}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

donde Le es la longitud equivalente de cada pieza especial, la cual se obtiene experimentalmente y pueden ser facilitadas por el fabricante.

El principal inconveniente de usar este procedimiento es que la longitud equivalente Le no depende del tipo de tubería a la que está unida la pieza especial, con lo que la pérdida de carga obtenida para una pieza concreta es función de la rugosidad de aquella, lo cual evidentemente es incorrecto. La ventaja del procedimiento es su facilidad de uso, pues basta con añadir a la longitud de la tubería la suma de las longitudes equivalentes de las piezas especiales para hallar la pérdida de carga del total de la conducción.

COEFICIENTE O FACTOR DE PASO K

El segundo procedimiento citado anteriormente para calcular las pérdidas de carga en una pieza especial es el denominado de factor de paso, en el cual dicha pérdida es igual a un coeficiente adimensional, comúnmente denominado K , multiplicado por la energía cinética del fluido, es decir:

$$h_f = K \left(\frac{V_z^2}{2g} \right)$$

donde K es el coeficiente o factor de paso de la pieza especial correspondiente.

Estos coeficientes han de ser obtenidos experimentalmente para cada pieza especial, y bien han de ser facilitados por el fabricante u obtenidos de los textos o manuales de hidráulica.

Existen excepciones; como por ejemplo la pérdida de carga en una contracción o expansión brusco o curvatura de la vena, en los que el coeficiente K puede ser deducido a través de consideraciones analíticas y ecuaciones.

Retomando el procedimiento de cálculo de pérdidas mediante el uso del factor K ; éste tiene la ventaja de que la pérdida de carga de la pieza especial no depende del material de la tubería a la que va unida y, por tanto, proporciona resultados más correctos y coherentes. Se observa además que la pérdida de carga en una tubería no es normalmente proporcional al cuadrado de la velocidad, mientras que sí lo es en el caso de las piezas especiales, lo que da una idea de la importancia que suponen en el cómputo de pérdidas totales del sistema. De la expresión anterior se deduce que el coeficiente de paso es adimensional.

Normalmente la pérdida de carga de una conducción se representa en función del caudal circulante partiendo de la expresión analítica, disponiendo el caudal en abscisas y la pérdida de carga en ordenadas, como se muestra en la siguiente figura (Figura 3).

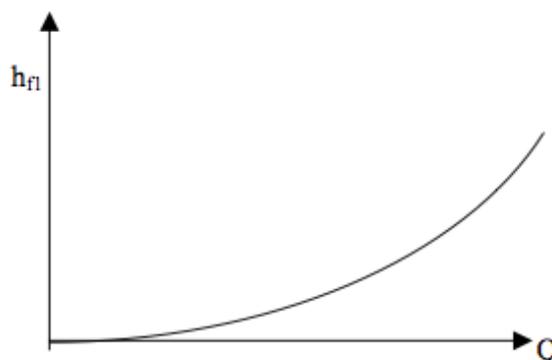


Figura 3. Representación típica de la pérdida de carga de una conducción

Como comentamos anteriormente, existen excepciones para las cuales el cálculo del factor K puede hallarse de manera analítica y no solo mediante datos ofrecidos por el fabricante. Para la realización de este documento se han utilizado solo algunas de estas expresiones analíticas excepcionales, por lo que solo nombraremos las utilizadas para llevar a cabo los cálculos necesarios en este proyecto y que se explican a continuación:

- **Pérdida por contracción o expansión de la vena**

Contracción brusca

Una contracción brusca de la vena líquida genera una pérdida de carga debida al aumento de velocidad y a la pérdida de energía a causa de la turbulencia. El modelo de flujo es tan complejo que es imposible elaborar un análisis matemático del fenómeno. La pérdida de carga adicional h_c se calcula, en función de la velocidad V_i en el tramo con menor diámetro d , mediante la ecuación.

$$h_c = K_C \left(\frac{V_i^2}{2g} \right)$$

Ecuación en la que el coeficiente K_C es función de d/D , es experimental y, hasta un valor $d/D = 0,76$ viene dado, aproximadamente, por la expresión:

$$K_C \approx 0,42 \left(1 - d^2/D^2 \right)$$

A partir de dicha relación, se comprueba que K_C toma los mismos valores que K_E , correspondiente al caso de la expansión súbita, como aparece en el siguiente apartado.

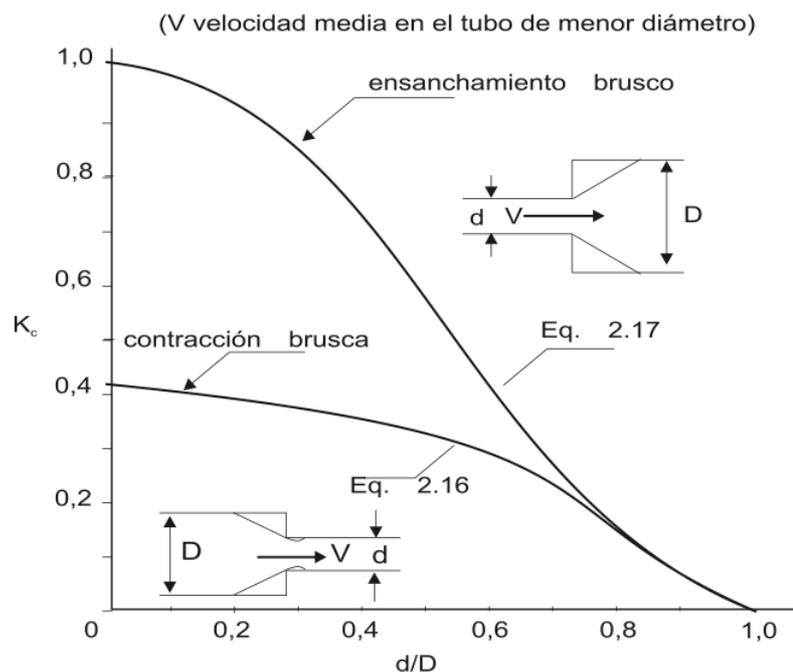


Figura 4. Gráfico de factores K para expansión y contracción súbitas

Expansión brusca

En el caso de una expansión brusca, el esfuerzo cortante en la zona de aguas muertas es despreciable, así que un análisis del volumen de control entre la sección de inicio del ensanchamiento y el final de éste da una pérdida,

$$h_{ex} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = \left(1 - \frac{V_2}{V_1}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g} = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}$$

en donde V_1 es la velocidad de la corriente en el diámetro menor y el coeficiente K_E es el término que multiplica la energía cinética del agua en el tubo de menor diámetro.

$$K_E = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$$

La Figura 4 es una representación gráfica del valor de los coeficientes K_{ex} y K_C , que se ajustan muy bien a los datos obtenidos experimentalmente.

Contracción o ensanchamiento gradual

Si la contracción o ensanchamiento son graduales el cálculo de su factor K ha de ser modificado sustancialmente.

Unos de los objetivos del presente proyecto es determinar el coeficiente de pérdidas de la tobera utilizada para impulsar la turbina y comprobar si se ajustan a modelos teóricos. La tobera del sistema puede ser considerada como una contracción gradual, para las cuales se han consultado distintos modelos teóricos que se detallan a continuación.

- **Modelo teórico de contracción o ensanchamiento gradual según CRANE**

Las pérdidas debidas a **ensanchamientos graduales** fueron estudiadas por A.H. Gibson, y se expresan mediante un coeficiente corrector, C_E , aplicado a la ecuación de K_E . Los valores medios aproximados de los coeficientes de Gibson para los diferentes ángulos del cono de divergencia, se definen mediante las siguientes expresiones:

$$\text{Para } \theta \leq 45^\circ \dots C_E = 2,6 \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\text{Para } 45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots C_E = 1$$

Las pérdidas por **estrechamientos graduales** en tuberías se establecieron a partir del análisis de los datos de las pruebas realizadas por Crane, usando la misma base que Gibson para ensanchamientos graduales, es decir, proporcionar un coeficiente de estrechamiento C_C para aplicarlo en la ecuación de K_C . Los valores medios aproximados de estos coeficientes de los diferentes ángulos del cono, θ , se definen con las siguientes expresiones:

$$\text{Para } \theta \leq 45^\circ \dots C_C = 1,6 \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\text{Para } 45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots C_C = \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}$$

Uniendo entonces las expresiones de los coeficientes correctores y las de los factores K correspondientes a cada fenómeno, obtenemos las siguientes expresiones:

Ensanchamiento gradual,

$$\text{Para } \theta \leq 45^\circ \dots K_E = 2,6 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$$

$$\text{Para } 45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots K_E = \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2$$

Estrechamiento gradual,

$$\text{Para } \theta \leq 45^\circ \dots K_C = 1,6 \sin \frac{\theta}{2} \cdot 0,42 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) = 0,672 \sin \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)$$

$$\text{Para } 45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots K_C = 0,42 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)$$

Respecto a estas expresiones mencionadas para estrechamiento y ensanchamientos ya sean graduales o bruscos, y para el resto de ecuaciones y expresiones que las contengan en este documento nos referiremos al diámetro de menor tamaño como " d ", y al diámetro de mayor tamaño como " D ".

Hemos de aclarar además, que las ecuaciones anteriormente mencionadas están referidas al diámetro de menor tamaño; d , y que en caso de requerir los factores de fricción K referidos al diámetro de mayor tamaño hemos de aplicar la siguiente conversión:

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4}$$

donde:

- K_2 corresponde al factor de fricción **referido al diámetro mayor**
- K_1 corresponde al factor de fricción **referido al diámetro menor**
- β corresponde a la **relación de diámetros d/D**

- **Modelo teórico de contracción o ensanchamiento gradual según IDLECHICK**

$$\zeta = (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + -0,0044n_0 - 0,00745)(\alpha_r^3 - 2\pi\sigma_r^2 - 10\alpha_r) + \zeta_{fr}$$

donde:

- ζ = Coeficiente de fricción
- ζ_{fr} = Coefficient of friction resistance of the segment of length l
- $\alpha_r = 0,01745\alpha$
- α = ángulo de conicidad de la tobera
- $n_0 = \frac{F_0}{F_1} = \frac{\text{Área de salida}}{\text{Área de entrada}}$

Ambos modelos teóricos vuelven a ser nombrados con posterioridad en el cálculo del factor K de la tobera incluida en la instalación.

Entrada o salida desde depósito

La pérdida de carga a la entrada de un tubo desde una cámara de carga es un caso especial de pérdida de carga por contracción. Dado que la sección transversal del depósito es suficientemente grande comparada con la de la tubería, podemos considerar que la contracción es inexistente.

Por ejemplo, en la Figura 5 b), que muestra una *entrada a escuadra*, tomando la relación de diámetros como cero, aplicando la ecuación para contracción brusca, la expresión toma el valor de la figura (el cuál ha sido aproximado a 0,5).

Aún si hacemos esta consideración, la entrada desde un depósito puede darse de diferentes maneras geoméricamente hablando, como se muestra en la siguiente figura (Figura 5) y para las cuales se estiman unos valores aproximados dependiendo de las diferentes configuraciones de conexión del tubo al depósito. (Figura 5 a) c) y d))

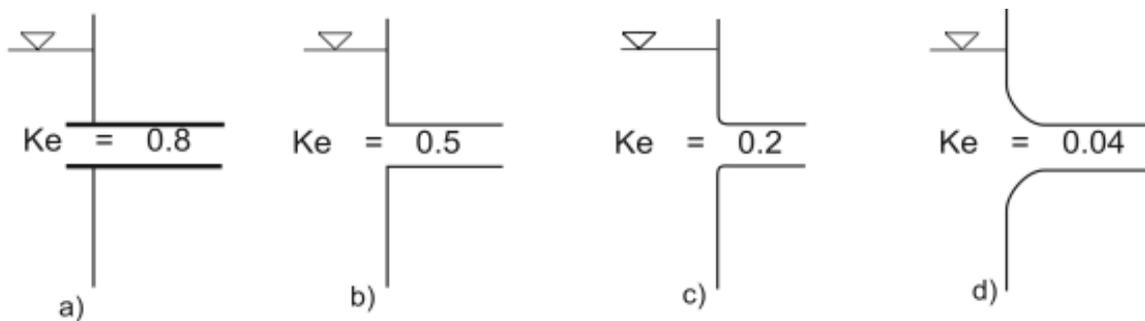


Figura 5. Coeficientes K para los distintos tipos de entradas o salidas a escape libre o depósitos

Pérdida por curvatura de vena

Cuando un fluido recorre un codo como el de la Figura 6, se produce un aumento de presión en la pared externa y una disminución de presión en la interna. Una vez el fluido atraviesa el tramo curvo, y a una cierta distancia del mismo, la situación vuelve a la normalidad, para lo que es necesario que se establezcan de nuevo las presiones y la velocidad vuelva a su valor original. Como consecuencia de esta situación, el chorro de agua se separará de la pared interior (Figura 6).

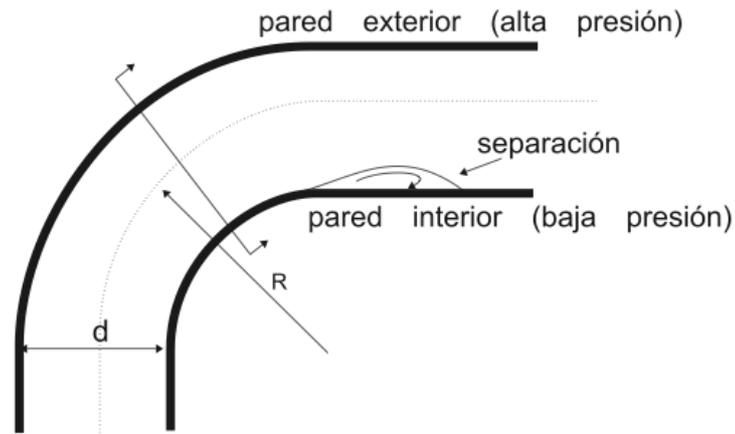


Figura 6. Distribución de presiones en un tramo curvo de tubería

A su vez, la diferencia de presiones en una misma sección del tubo, provocará una circulación del tipo de la señalada en la Figura 7. La combinación de esta circulación y de la axial del flujo, dará lugar a un movimiento espiral que persiste, hasta disiparse por fricción viscosa, aproximadamente a una longitud equivalente a 100 diámetros aguas abajo del final de la curvatura.

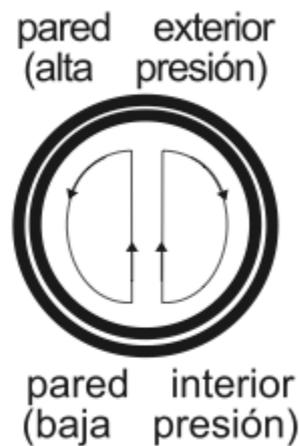


Figura 7. Distribución de presiones en sección transversal de tramo curvo de tubería

En un codo de 90 grados, la pérdida de carga adicional a la pérdida por fricción en el tramo de tubo equivalente, viene dado por la ecuación de contracción brusca en la que el coeficiente K_c es substituido por el K_b , obtenido de la Figura 8.

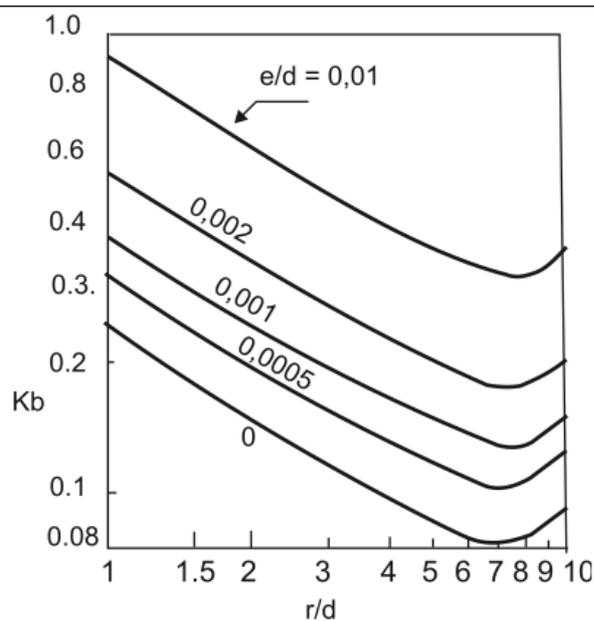


Figura 8. Coeficientes K de codos en función del parámetro r/d

Como la perturbación debida a una curvatura en las tuberías se extiende más allá del final del codo, la pérdida de carga debida a la presencia de una serie de codos muy cercanos entre sí no debería calcularse mediante una simple suma aritmética y sería necesario un análisis con mayor detalle.

Pérdida a través de las válvulas

Las válvulas se emplean, en general, para aislar determinados tramos a fin de poder intervenir en operaciones de mantenimiento o reparaciones importantes, aunque en algunos casos, como es nuestro caso en particular, existen válvulas cuya misión fundamental es disipar energía. Normalmente, salvo en los casos citados, las válvulas estarán siempre completamente abiertas o completamente cerradas, dejando la regulación del caudal a las toberas o a los alabes distribuidores del sistema de regulación de la turbina. La pérdida de carga generada por el paso del agua a través de una válvula completamente abierta, depende del modelo de válvula y se calcula aplicando la misma ecuación que para la contracción brusca, en la que el coeficiente K_c se sustituye por el K_v correspondiente y que se muestran en la Figura 9.

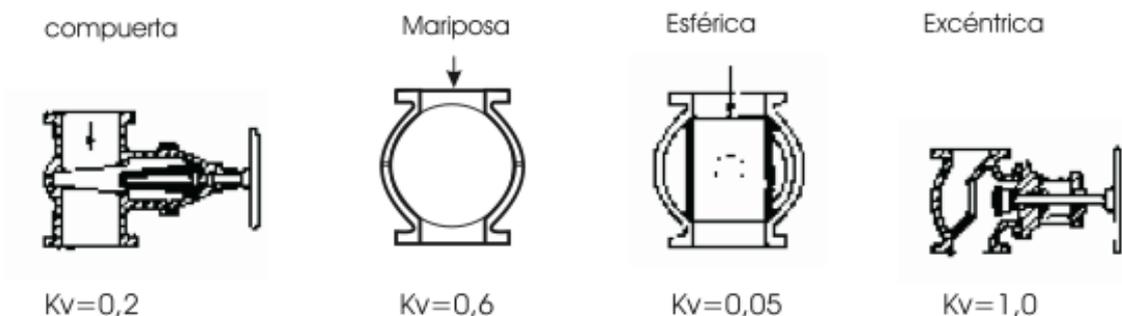


Figura 9. Coeficientes K para diferentes tipos de válvula

3.2 Bombas, funcionamiento y sistemas

3.2.1 PARÁMETROS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS E INSTALACIONES

3.2.1.1 CAUDAL

El caudal, denominado Q , es el caudal útil (volumen de líquido por unidad de tiempo) que sale de la bomba a través de su boca de impulsión.

Las unidades de medida más empleadas son m^3/s , m^3/h y l/s .

El flujo extraído para otros propósitos (tomas de circulación, lavado, etc.) antes de la boca de impulsión de la bomba debe ser tenido en cuenta al determinar el caudal de la misma.

Podemos establecer los siguientes tipos de caudales:

Abreviatura	Término	Definición
Q_{opt}	Caudal óptimo	Caudal en el punto de máximo rendimiento
Q_R	Caudal requerido	Caudal para el que se ha sido pedida la bomba teniendo en cuenta las tolerancias oportunas
Q_{max}	Caudal máximo	Caudal máximo esperado
Q_{min}	Caudal mínimo	Caudal mínimo esperado
Q_1	Caudal de aspiración	Caudal que desde la planta entra por la boca de aspiración de la bomba
Q_2	Caudal de impulsión	Caudal entregado a la planta desde la boca de impulsión de la bomba.
Q_3, \dots, Q_n	Caudal intermedio	Caudal extraído del flujo principal a través de una derivación

3.2.1.2 Altura de la bomba

Cuando hablamos de alturas en una instalación hidráulica debemos matizar las siguientes diferencias:

ALTURA TOTAL DE UNA BOMBA, H_{tot}

Es el trabajo mecánico útil transferido por la bomba al líquido bombeado y expresado en unidades de energía potencial del líquido bombeado en las condiciones locales de gravedad.

Las alturas en referencia a la bomba se definen como sigue:

Abreviatura	Término	Definición
H_{opt}	Altura optima	Altura total en el punto de máximo rendimiento
H_r	Altura requerida	Altura total para la cual ha sido seleccionada la bomba
H_0	Altura a válvula cerrada	Altura total a caudal cero
H_{sch}	Altura máxima	Altura máxima en la curva característica

La altura total H_{tot} se mide como el incremento de la energía mecánica útil E_m del caudal por unidad de peso entre la entrada y la salida de la bomba.

Empleando como unidad de energía $N \cdot m$ y de fuerza N , la energía por unidad de peso y por lo tanto la altura total está expresada en metros.

$$\frac{(N \cdot m)}{N} = m$$

ALTURA TOTAL DEL SISTEMA, H_A

La altura total del sistema, H_A , es la altura requerida en la bomba para mantener el caudal Q en la instalación. En condiciones de flujo continuo (estable) $H_{tot} = H_A$. Durante la puesta en marcha $H_{tot} > H_A$; la diferencia proporciona la aceleración del líquido en la tubería.

ALTURA

En este apartado nos referimos a la altura como la diferencia de altitud entre el punto considerado cualquiera y el nivel de referencia de nuestra instalación. El nivel de referencia de la instalación es cualquier plano horizontal que servirá como referencia para el establecimiento de las alturas. Por motivos prácticos, se aconseja especificar con exactitud un nivel de referencia en la instalación y evitar niveles de referencia relacionados con las dimensiones de la bomba, por ejemplo, la línea central del eje o la brida de aspiración.

La altura es medida en metros (m).

Las alturas se definen como sigue:

Abreviatura	Término	Definición
Z	Altura	Diferencia de altitud entre el punto considerado y el nivel de referencia de la instalación
Z_1	Altura de la aspiración de la bomba	Altura del punto central de la boca de aspiración de la bomba
Z_2	Altura de la impulsión de la bomba	Altura del punto central de la boca de impulsión de la bomba
Z_1'	Altura del punto de medición en el lado de aspiración	Altura del punto de conexión del manómetro en la tubería de aspiración
Z_2'	Altura del punto de medición en el lado de impulsión	Altura del punto de conexión del manómetro en la tubería de impulsión
Z_{A1}	Altura de entrada en la instalación	Altura del nivel de líquido a la entrada de la instalación
Z_{A2}	Altura de salida en la instalación	Altura del nivel de líquido de la descarga de la instalación
Z_D	Altura de referencia del (NPSH)	Diferencia de altitud entre el nivel de referencia de la instalación y el nivel de referencia (NPSH)

Cuando quiere expresarse la diferencia de altura entre dos niveles los puntos quedan identificados y separados por un guión (Z_{x-y})

SECCIÓN TRANSVERSAL

La sección transversal se refiere al área de las secciones de las tuberías. La unidad de medida más empleada es el m^2 .

Se establecen los siguientes tipos de áreas:

Abreviatura	Término	Definición
A_1	Sección de entrada a la bomba	Sección de paso libre del orificio de entrada de la tubería de entrada a la bomba
A_2	Altura de la aspiración de la bomba	Sección de paso libre del orificio de salida de la tubería de salida a la bomba

3.2.1.3 VELOCIDAD DEL FLUIDO

La velocidad media axial del fluido es la relación entre el caudal en un punto definido y la sección transversal en ese punto:

$$U = \frac{Q}{A} \text{ en m/s}$$

donde:

$$Q = \text{Caudal} = m^3/s$$

$$A = \text{Sección transversal} = m^2$$

Si la sección transversal es la de una tubería con un diámetro nominal DN, la velocidad U se relaciona con el caudal Q en m³/h y con el diámetro nominal DN mediante la siguiente ecuación:

$$U = \left(\frac{18,8}{DN}\right)^2 \cdot Q = m/s, (18,8 \text{ es el redondeo del valor } 18,806319)$$

donde:

$$Q = \text{caudal} = m^3/h$$

$$DN = \text{diámetro nominal de la tubería} = mm$$

En esta ecuación el diámetro nominal en mm es generalmente tan próximo al diámetro real que el resultado del cálculo es suficientemente exacto.

La velocidad de fluido para varias secciones transversales seleccionadas se indican mediante los siguientes índices:

Abreviatura	Definición
U_1	Velocidad de fluido en la boca de aspiración de la bomba
U_2	Velocidad de fluido en la boca de impulsión de la bomba

3.2.1.4 PRESIÓN

Las presiones para varias secciones transversales seleccionadas se indican mediante los siguientes índices:

Abreviatura	Término	Definición
P_1	Presión a la entrada de la bomba	Presión en la sección de entrada de la bomba al nivel z_1
P_2	Presión a la salida de la bomba	Presión en la sección de salida de la bomba al nivel z_2
P_{A1}	Presión de entrada de la instalación	Presión de entrada en la sección A1. Si existe un nivel de líquido esa es la presión a tomar
P_{A2}	Presión de salida de la instalación	Presión de salida en la sección A2. Si existe un nivel de líquido, esa es la presión a tomar

La unidad de presión es el Pascal (Pa) siendo el bar, la más empleada en bombas e instalaciones.

3.2.1.5 NPSH en bombas centrífugas

El término (NPSH) empleado en bombas centrífugas e instalaciones significa “Altura Neta Positiva de Aspiración”, y se define como la energía neta en la boca de aspiración de la bomba.

$$(NPSH) = H_{t1} - Z_D + \frac{p_{amb} - p_v}{\rho_1 \cdot g}$$

El término **cavitación** está estrechamente relacionado con (NPSH). La cavitación es la formación de burbujas de vapor al descender la presión estática por debajo de la tensión de vapor del líquido y su posterior desaparición (implosión) al subir la presión por encima de la tensión de vapor, lo que produce golpes puntuales de alta presión. Si las burbujas están junto o próximas a una superficie, como la pared o álabes del impulsor, los resultados de la implosión golpean la superficie de la pared ó álabe del impulsor a alta velocidad causando un fuerte desgaste, lo que explica la estructura porosa tan característica de los materiales sometidos a cavitación.

La principal causa de cavitación en bombas centrífugas es la bajada local de la presión en la entrada de los pasos formados por los álabes del impulsor debido al aumento de la velocidad del líquido en la entrada del impulsor y a la transmisión de energía del impulsor al líquido, además de aparecer también en otros puntos de la bomba donde ocurran caídas locales de presión.

Normalmente se produce debido a una elevada temperatura del fluido bombeado, a la reducción de presión en la aspiración de la bomba, al incremento de la altura estática de elevación en la aspiración o a la reducción en la altura estática de carga en la aspiración.

Algunos efectos de la cavitación son:

- Formación de burbujas aisladas o áreas de burbujas de vapor
- Caída e incluso desplome de la altura total
- Caída del rendimiento
- Mayor ruido, vibraciones y en general un funcionamiento brusco e irregular comparado al funcionamiento habitual

3.2.2 Características de funcionamiento de las bombas centrífugas

3.2.2.1 Curvas características de las bombas

Para una bomba centrífuga a una velocidad de giro constante, la altura H , la potencia absorbida P y el rendimiento η , son función del caudal Q . La relación entre estos diferentes valores se representa mediante las curvas características.

CURVA DE ALTURA EN FUNCION DEL CAUDAL

La **curva de altura en función del caudal $H(Q)$** , también conocida como curva de **regulación**, representa la relación entre la altura de una bomba centrífuga y su caudal. En general para este tipo de bombas la altura disminuye al aumentar el caudal. La medida de esta caída en la altura viene dada en la práctica por la relación llamada “pendiente”, determinada por el tipo de bomba y la forma de su impulsor.

Las curvas $H(Q)$, en las que la altura disminuye al aumentar el caudal se denominan estables; además, en una curva $H(Q)$ estable, para cualquier valor de altura le corresponde un valor del caudal único.

Por el contrario, las curvas $H(Q)$ inestables son aquellas en las que se dan caudales para los cuales la altura aumenta cuando aumenta el caudal. En una curva $H(Q)$ inestable se pueden asociar dos o más valores del caudal con un solo valor de altura. Los valores pico en una curva inestable son conocidos como Q_{sch} y H_{sch} .

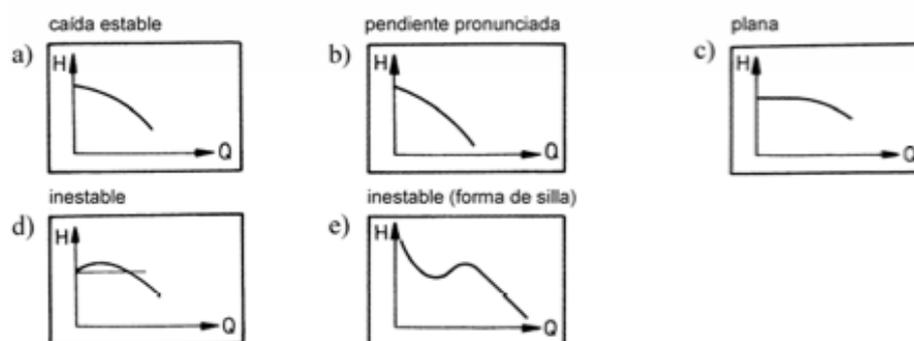


Figura 10. Curvas típicas $H(Q)$ para bombas centrífugas

CURVA DE POTENCIA ABSORBIDA EN FUNCIÓN DEL CAUDAL

La forma de la **curva de potencia absorbida $P(Q)$** de una bomba centrífuga es función de la velocidad específica. En el caso de bombas de canal lateral, la máxima potencia absorbida se da para $Q = 0$. En las bombas de flujo radial, la potencia absorbida aumenta al aumentar el caudal. La máxima potencia absorbida por las bombas de flujo mixto se produce aproximadamente para Q_{opt} volviendo a caer a caudales mayores. En el caso de bombas de flujo axial, la máxima potencia absorbida se produce cuando $Q = 0$, cayendo al ir aumentando el caudal.

Debido a estas diferencias, las bombas de flujo radial se arrancan generalmente con la válvula de impulsión cerrada, mientras que las de canal lateral y flujo axial son arrancadas con la válvula de impulsión abierta para evitar la sobrecarga del motor de accionamiento de la bomba durante el arranque.

CURVA DE RENDIMIENTO EN FUNCIÓN DEL CAUDAL

La **curva de rendimiento $\eta(Q)$** aumenta inicialmente desde cero al aumentar el caudal hasta llegar al punto máximo (η_{opt}) para caer después al seguir aumentando el caudal. A menos que haya que tener en cuenta otras consideraciones, ha de elegirse la bomba de tal manera que el rendimiento óptimo η_{opt} se acerque lo más posible al caudal requerido Q_r , es decir $Q_r \approx Q_{opt}$.

3.2.2.2 Curva característica del sistema

La curva de características del sistema $H_A(Q)$, también conocida como la curva de altura de la instalación o de la tubería, representa la altura total requerida de un sistema en función del caudal. La altura total del sistema es generalmente la suma de un componente, altura estática, independiente del caudal,

$$H_{stat} = (Z_{A2} - Z_{A1}) + \frac{p_{A2} - p_{A1}}{\rho \cdot g}$$

y un componente que aumenta con el cuadrado del caudal, la altura dinámica.

$$H_{dyn} = \frac{U_{A2}^2 - U_{A1}^2}{2 \cdot g} + H_{jt}$$

En algunos casos la altura estática puede ser cero.

La curva característica del sistema quedará determinado entonces por la siguiente expresión:

$$H_A(Q) = H_{stat} + H_{dyn} = (Z_{A2} - Z_{A1}) + \frac{p_{A2} - p_{A1}}{\rho \cdot g} + \frac{U_{A2}^2 - U_{A1}^2}{2 \cdot g} + \sum \text{Perdidas}$$

3.2.2.3 Relación entre la curva de la bomba y la del sistema

El punto de trabajo de la bomba es aquel en el cual la altura total generada por la bomba es igual a la altura necesaria de la instalación; dicho de otra manera, el lugar donde se cruzan la curva $H(Q)$ de la bomba y la del sistema $H_A(Q)$.

Esto determina el caudal Q que puede ser suministrado por la bomba a través del sistema así como los valores de potencia absorbida P , de rendimiento η y de NPSH requerido (NPSHR) de la bomba.

El caudal requerido es normalmente el parámetro principal a la hora de seleccionar una bomba para un sistema determinado; la altura total del sistema (altura de la bomba) se calcula después, sobre la base de unas condiciones de funcionamiento previamente dadas.

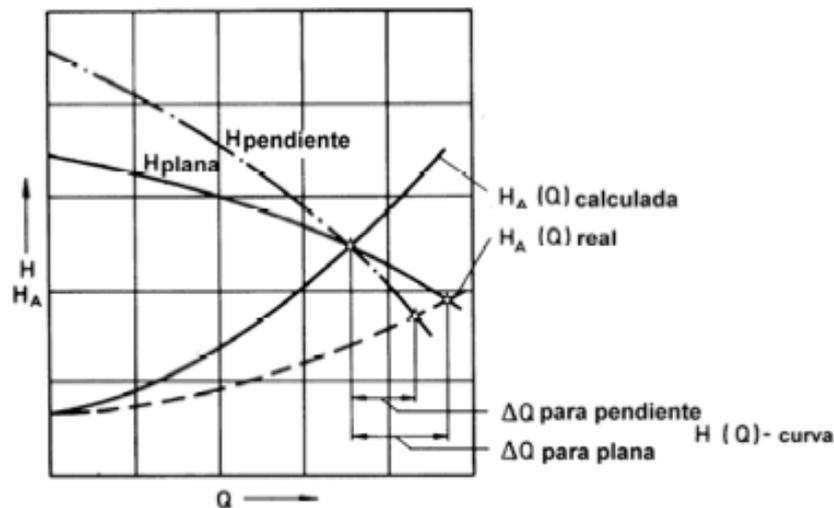


Figura 11. Variación del caudal debido a la variación de la curva $H_A(Q)$ real sobre la curva previamente calculada

Si este cálculo se basa en algunas suposiciones (p.e. sobre la rugosidad de la superficie al calcular las pérdidas de carga en las tuberías) o bien si se toman factores de seguridad amplios, el punto de trabajo real puede diferir del valor calculado.

En las curvas $H_A(Q)$ de gran pendiente, la variación entre caudales es menor que en las curvas planas. Por el contrario, las curvas $H_A(Q)$ planas tienen ciertas ventajas sobre las de pendiente pronunciada si el punto de trabajo es modificado por estrangulación en impulsión.

Las bombas centrífugas con curvas inestables pueden funcionar satisfactoriamente en sistemas de características fijas a velocidad de giro constante, con tal que la altura a caudal cero (H_0) sea mayor que el componente estático de la altura del sistema H_{stat} . En estos casos, como en el caso de bombas con curvas estables, solo hay un punto de intersección entre la curva de altura de la bomba y la curva de altura del sistema.

La forma de las curvas $HA(Q)$ inestables se tienen en cuenta si existe un componente elástico en el sistema, p.e. un recipiente a presión y varía el componente estático de la altura del sistema. Si por ejemplo la altura estática H_{stat} se incrementa, entonces la curva característica del sistema variará como muestra la Figura 12 desde H_{AI} a H_{AII} , H_{AIII} etc. El caudal disminuye hasta que en Q_{IV} el flujo se interrumpe repentinamente. A válvula cerrada ($Q = 0$) la bomba continua funcionando con la válvula de retención en impulsión cerrada y a una altura H_0 . Si la altura estática H_{stat} vuelve a ser inferior a H_0 , el funcionamiento se inicia de nuevo con un caudal correspondiente a la intersección de $H(Q)$ y $HA(Q)$.

Este proceso continúa con mayor o menor frecuencia según las variaciones de H_{stat} y en ciertas condiciones pueden producirse variaciones de caudal y golpes de ariete no deseables

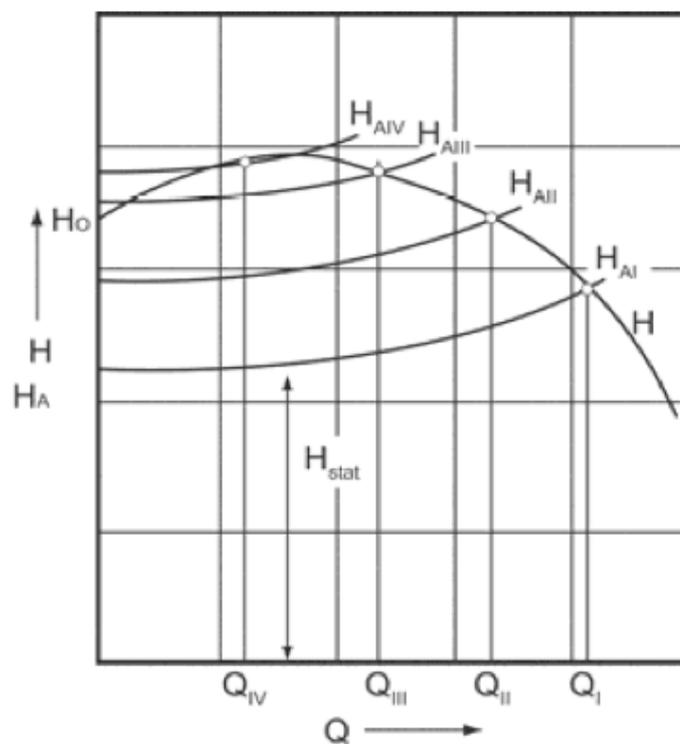


Figura 12. Relación entre curvas $HA(Q)$ inestables y alturas variables de instalación

Cuando las bombas con curvas de altura inestable hayan de bombear en paralelo o con motores de velocidad variable, debe hacerse un cuidadoso estudio de las condiciones de funcionamiento.

3.2.3 Ajuste para diferentes condiciones de funcionamiento

Si la instalación requiere distintos caudales, existen diferentes maneras posibles de adaptar una bomba para cubrir las necesidades del sistema correspondiente. Estas posibilidades se basan en la variación de la curva del sistema $H_A(Q)$, p.e.:

- por estrangulamiento (mediante válvula de control)
- por un bypass (mediante válvula bypass)

AJUSTES DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

Regulando el sistema por una válvula de control de impulsión aumenta la resistencia del flujo y por lo tanto la pérdida de carga del sistema y la pérdida de altura dinámica H_{dyn} .

La pendiente de la curva característica del sistema aumenta produciéndose la intersección con la curva característica de la bomba a caudales más bajos.

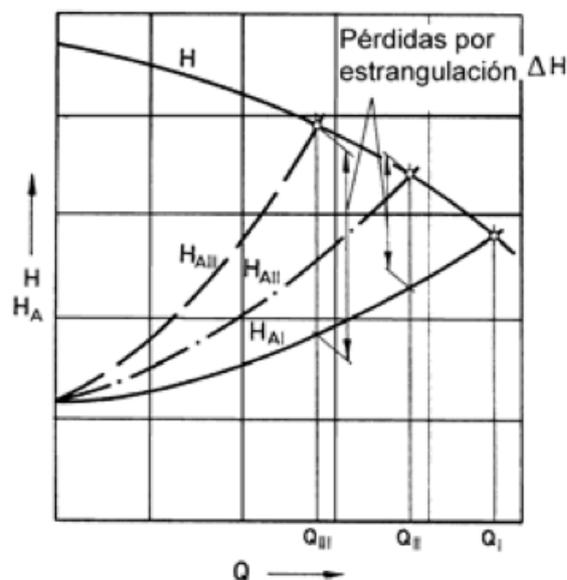


Figura 13. Variación del caudal por estrangulación

La válvula de regulación causa pérdidas de energía, por lo tanto, es ineficaz el funcionamiento continuo con una válvula de control. Las pérdidas mínimas por regulación se producen cuando la curva característica $H(Q)$ de la bomba es plana. Por esta razón, el control por regulación se aplica fundamentalmente a las bombas de flujo radial, ya que en ellas la potencia absorbida disminuye al disminuir el caudal.

Incluso donde parezca que el control por regulación es el más atractivo en cuanto al costo inicial del sistema de control, debe examinarse la rentabilidad del método ya que los costes de funcionamiento, especialmente con potencias absorbidas elevadas, pueden ser muy altos.

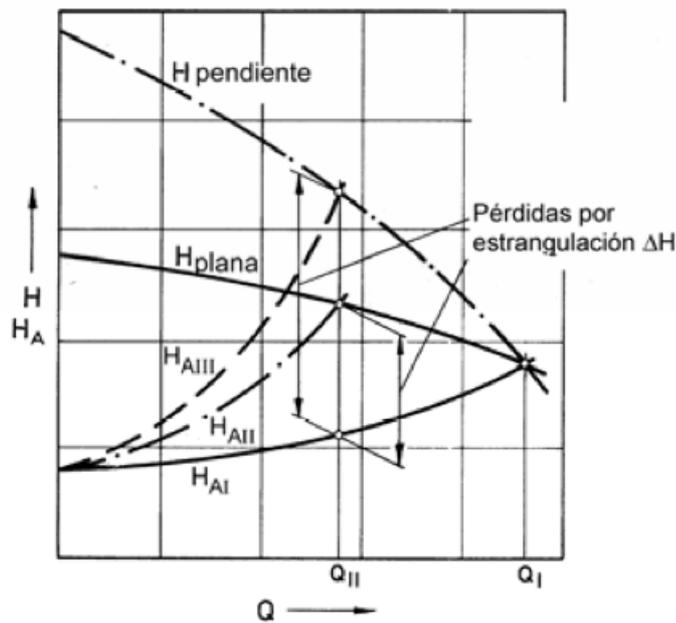


Figura 14. Pérdidas por regulación en curvas $H(Q)$ planas y de pendiente pronunciada

Para bombas de canal lateral, de flujo mixto desde $n_s \approx 110 \text{ rpm}$ y de flujo axial, debe tenerse en cuenta que la potencia absorbida aumenta al disminuir el caudal. Además, debido al proceso de regulación, las bombas de flujo axial pueden funcionar en inestabilidad. Esto supondría un funcionamiento brusco con alto nivel de ruidos, siendo ambas circunstancias inherentes a las bombas de alta velocidad específica.

Esta forma de trabajo ha de ser evitada en lo que respecta a un funcionamiento continuo. Por principio, la regulación debe efectuarse en el lado de impulsión de la bomba. Hacer la regulación en el lado de aspiración significaría una reducción del (NPSH) disponible del sistema (NPSHD), por lo que podría producirse cavitación.

En el control con **bypass** se monta, en paralelo con la bomba, una línea de recirculación a través de la cual parte del caudal de impulsión pasa al de aspiración. Dependiendo de la curva característica del bypass, la curva característica del sistema se desplaza hacia caudales mayores.

$$Q_{ges} = Q_{Bypass} + Q_A$$

Como consecuencia de ello, el caudal de la bomba aumenta desde Q_1 a Q_{ges} , y el caudal útil a través del sistema decrece de Q_1 a Q_A .

En los casos de grandes caudales en bypass y para prevenir un excesivo calentamiento del líquido bombeado, el líquido debe ser recirculado y vertido al depósito de aspiración y no al conducto de aspiración.

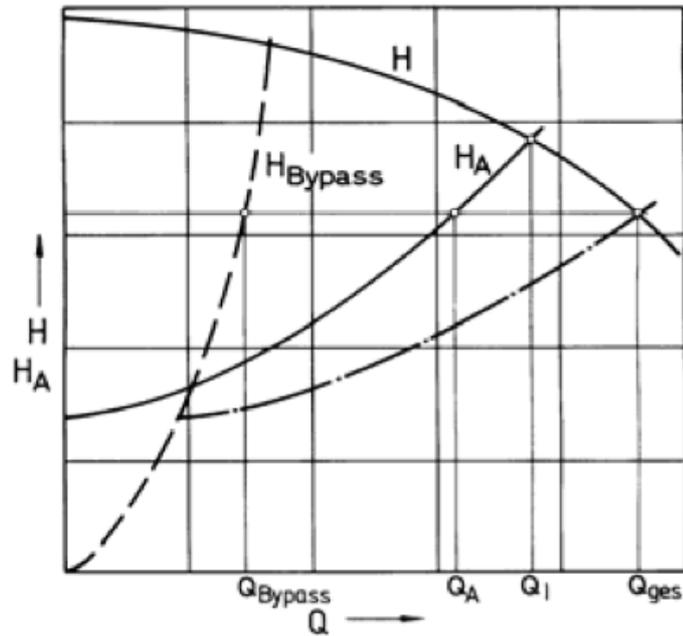


Figura 15. Control del caudal mediante bypass

El control del caudal mediante bypass es especialmente recomendado para bombas de canal lateral y de flujo axial ya que la potencia absorbida por la bomba disminuye al aumentar el caudal.

3.3 Válvulas

Una válvula es un dispositivo instalado en una tubería para controlar la magnitud y/o la dirección del flujo y consiste esencialmente en un cuerpo y un disco o tapón ajustado a dicho cuerpo. La selección de una válvula para usarse en un sistema de tuberías depende de su aplicación. El espaciado de las válvulas y su tamaño dependerá de razones económicas. Regularmente, las válvulas se dimensionan ligeramente más pequeñas que el diámetro de la tubería y se instalan con un reductor a ambos lados. Al escoger el tamaño, el costo de la válvula deberá sopesarse contra el costo de la pérdida de carga a través de ella, aunque en ciertas circunstancias, sería deseable mantener libre todo el diámetro de la tubería para evitar la erosión o bloqueo

3.3.1 Tipos De Válvulas

Existe una gran variedad de válvulas pero en este documento tan solo hablaremos sobre los tipos utilizados en el proyecto:

3.3.1.1 Válvulas tipo compuerta

Es utilizada para el flujo de fluidos limpios y sin interrupción, este tipo de válvula no la más recomendable para estrangulamiento debido a que posee un disco que se alterna en el cuerpo lo que causaría una erosión arruinando su funcionamiento.

En las válvulas de compuerta el área máxima del flujo es el área del círculo formado por el diámetro nominal de la válvula, debido a esto es que se recomienda el uso en posiciones extremas, o sea, completamente abierta o completamente cerrada, ya que de ser así ofrecen la mínima resistencia al paso del fluido y así su caída de presión es muy pequeña.

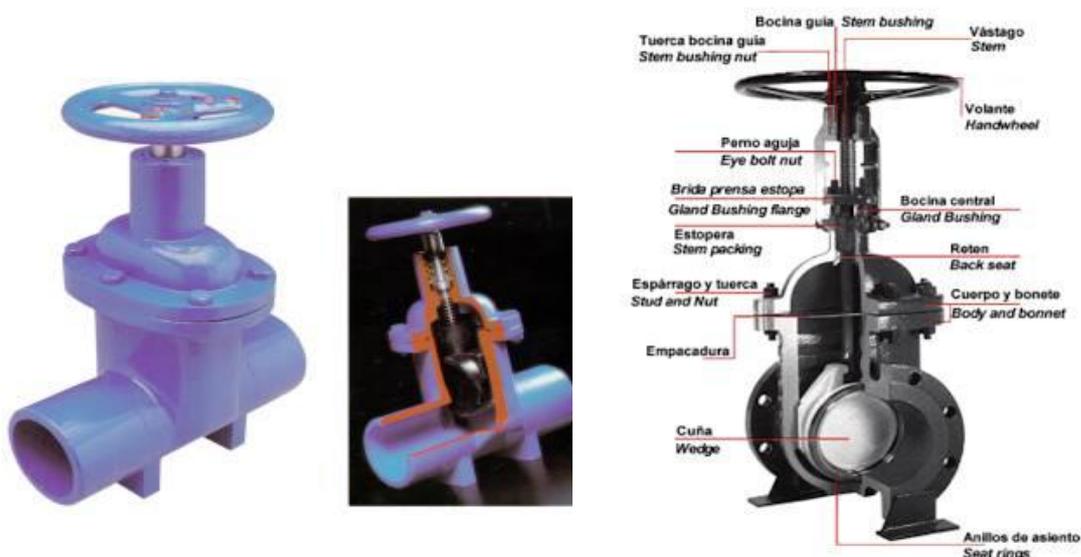


Figura 16. Detalle de válvulas de compuerta

Existen diferentes tipos de válvulas de compuerta, que se diferencian básicamente por el tipo de disco usando para el cierre, éstas son:

- Válvula de compuerta tipo cuña sólida
- Válvula de compuerta tipo flexible
- Válvula de compuerta tipo abierta
- Válvulas de guillotina
- Válvulas de cierre rápido

Normalmente este tipo de válvulas son construidas en su cuerpo de latón, bronce, hierro, acero fundido. En su interior normalmente son de bronce, acero inoxidable, acero aleado, cromo, estelita o molibdeno. Dependiendo del uso al que se vea sometido la válvula y el tipo de fluido, cambia el material de construcción. Otro cambio que surge es el tipo de unión, a veces es con hilo, otras para soldadura, otras es con bridas, etc.

3.3.1.2 Válvulas de bola

Como su nombre lo dice este tipo de válvulas posee un macho esférico que controla la circulación del líquido. Estas válvulas son válvulas de macho modificadas, y su uso estaba limitado debido al asentamiento de metal con metal, el que no permitía el debido cierre.

Ahora producto de los avances en la fabricación de plásticos se han sustituido los asientos metálicos por plastómeros modernos. Consisten en un cuerpo con orificio de venturi y anillos de asientos, una bola para producir el cierre y una jaula con vástago para desplazar la bola en relación con el orificio. Son rápidas para operarlas, de mantenimiento fácil y su caída de presión es función del tamaño del orificio.

La válvula de bola está limitada a las temperaturas y presiones que permite el material del asiento. Se puede emplear para vapor, agua, aceite, gas, aire, fluidos corrosivos, pastas aguadas y materiales pulverizados secos. Los principales componentes de estas válvulas son el cuerpo, el asiento y la bola.

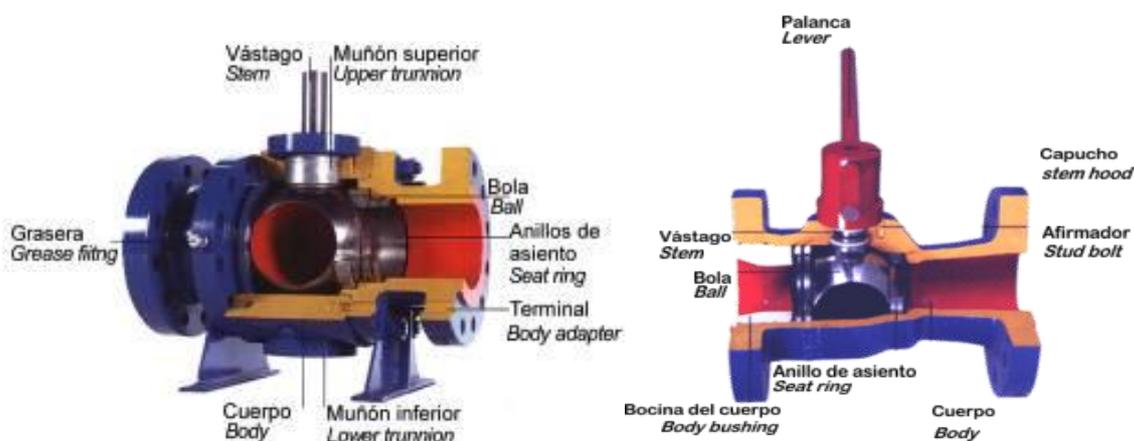


Figura 17. Detalle de válvula de bola

Hay dos tipos principales de cuerpos para válvulas de bola:

- Cuerpo dividido: la bola y asientos se instalan desde los extremos.
- Entrada superior: aquí la bola y los asientos se instalan por la parte superior.

Las válvulas de bola no requieren lubricación y funcionan con un mínimo de torsión. Casi siempre la bola es flotante y el sellamiento se logra con la presión de corriente hacia arriba que empuja la bola contra el anillo de asiento.

3.4 Turbinas hidráulicas

3.4.1 Tipos de turbinas hidráulicas

Durante este apartado nombraremos y describiremos brevemente las características de las principales turbinas (excepto en turbina Pelton que explicaremos más detalladamente) usadas en centrales hidráulicas.

La turbina hidráulica uno de los componentes principales de una central hidroeléctrica y tiene como misión transformar la energía potencial y cinética del agua en energía mecánica de rotación, que puede ser a su vez transformada en energía eléctrica mediante un grupo generador. Existen diferentes tipos de turbina con características constructivas y de funcionamiento muy diferentes, la elección del tipo apropiado para cada central depende de factores como las condiciones topográficas e hidráulicas del aprovechamiento de agua, siendo el caudal y la caída de éste lo más restrictivo. La energía potencial del agua se convierte en energía motriz en la turbina con arreglo a dos tipos de mecanismo de turbina, turbinas de acción y turbinas de reacción.

3.4.1.1 TURBINAS DE REACCIÓN

Las turbinas de reacción son aquellas en las que el elemento de rotación está totalmente sumergido en el agua y encerrado en una carcasa a presión, la presión del agua actúa directamente sobre los álabes del rodete disminuyendo de valor a medida que avanza en su recorrido. Al estar el rodete completamente sumergido y sometido a la presión del agua, la carcasa en la que está envuelta ha de ser robusta para resistirlo.

- **Turbina Francis**

La turbina Francis es un tipo de turbina de reacción de flujo radial muy utilizadas en saltos de altura media, equipadas con un distribuidor de álabes regulables y un rodete de álabes fijos y que se caracteriza por recibir el flujo de agua en dirección radial, orientándolo en la salida con dirección axial. En este tipo de turbina el agua encauzada por una conducción forzada, pasa por el distribuidor hasta el rodete, donde cede toda su energía sin entrar en contacto en ningún momento con la atmósfera.

Las turbinas pueden ser de cámara abierta; en caso de salto con poca altura, o de cámara en espiral. En las turbinas con cámara en espiral la carcasa suele construirse en hormigón armado, acero soldado o hierro fundido. En la siguiente imagen podemos apreciar una turbina Francis de eje horizontal donde se aprecia especialmente la carcasa en forma de caracol típica de este tipo de turbinas.



Figura 18. Turbina Francis

- **Turbina Kaplan**

La turbina Kaplan es una turbina de reacción de flujo axial, cuyos álabes son siempre regulables y con distribuidores de ejes regulables o fijos, de manera que si solo son regulables los álabes del rodete se la denomina como turbina Semi-Kaplan. Para su regulación, los álabes del rodete giran alrededor de su eje, accionados por manivelas unidas a bielas articuladas y que son accionadas por un servomotor hidráulico.

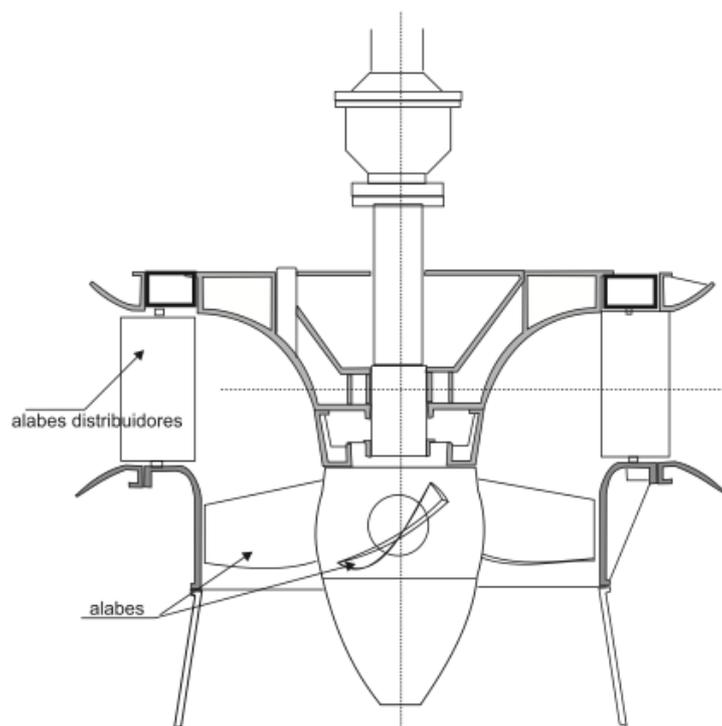


Figura 19. Turbina Kaplan

3.4.1.2 TURBINAS DE ACCIÓN

Las turbinas de acción son aquellas en la que la energía potencial se transforma en energía cinética mediante el impacto de un chorro de agua a gran velocidad proyectado sobre unas cazoletas o palas fijas en la periferia de un disco o rodete. El agua, tras impactar en las palas cae al canal o depósito de descarga con muy poca energía, por lo que la carcasa que envuelve a este tipo de turbinas suele ser más bien para evitar accidentes e impedir salpicaduras del agua. Dentro de este tipo de turbinas encontramos también distintos tipos constructivos, principalmente los siguientes:

- **Turbinas Turgo**

Al igual que la Pelton, la Turgo es una turbina de acción con la particularidad de que sus álabes tienen distinta forma y posición en la periferia. En este caso el chorro incide con un ángulo de 20 grados respecto al plano diametral del rodete, impactando por un lado del disco, generalmente el superior, y saliendo reflejado por el lado contrario. A diferencia de la turbina Pelton en la turbina Turgo el chorro incide sobre varios álabes a la vez y su, por lo general, menor diámetro conlleva para una misma velocidad periférica una mayor velocidad angular. El hecho de que se alcancen velocidades mayores se debe tener en cuenta a la hora de emparejarlo con el generador ya que estos pueden requerir altas velocidades de giro y de esta manera evitamos tener que usar una caja multiplicadora entre los ejes de ambos elementos.



Figura 20. Turbina Turgo

- **Turbinas de flujo cruzado**

Este tipo de turbina también es conocida por el nombre de Michael-Banki y/o Ossberger (inventor y fabricante respectivamente) y más comúnmente como de doble impulsión. El agua entra a la turbina a través de un distribuidor y pasa a través de una primera etapa de álabes, esta etapa funciona casi totalmente sumergida y con cierto grado de reacción. Tras esta primera etapa el flujo cambia de sentido en el centro del rodete y pasa a la segunda etapa, ahora totalmente de acción. Este cambio de dirección del flujo entre etapas da lugar a una serie de pérdidas que hacen que su rendimiento sea más bajo que en el resto de turbinas, aun así, posee un rendimiento cercano al 80%.

Cabe destacar que como punto positivo este rendimiento se mantiene prácticamente inalterado aun cuando el caudal desciende hasta el 16% del nominal, teniendo además un caudal mínimo técnico inferior al 10% del caudal de diseño. El rango de caudales de estas turbinas es bastante amplio, desde los 20 l/s hasta los $10 \text{ m}^3/\text{s}$ con un rango de alturas de entre 1 y 200 metros de caída.

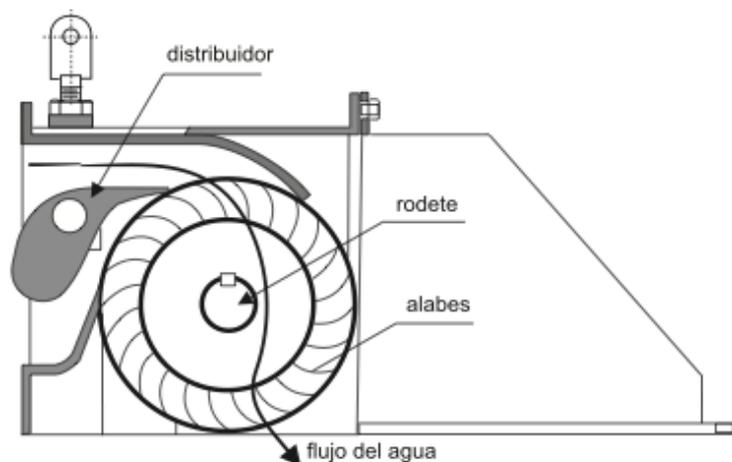


Figura 21. Esquema de turbina de flujo cruzado

- **TURBINA PELTON**

En este apartado vamos a describir con mayor profundidad la turbina Pelton, tanto las partes que la componen como los parámetros necesarios para su correcto dimensionado.

La turbina tipo Pelton es el tipo de turbina de acción más comúnmente utilizado, consta de un disco circular, también llamado rodete, que lleva montados en su periferia unas paletas o cazoletas en forma de “doble cuchara” con una arista interior lo más afilada posible y situada centralmente en dirección perpendicular con el eje, de forma que divide al alabe en dos partes simétricas de gran concavidad cada una, siendo sobre dicha arista donde incide el chorro de agua, como vemos en la siguientes imágenes.



Figura 22. Rodete y cucharas de una Turbina Pelton

Las turbinas Pelton se componen principalmente de un inyector, rodete y el conjunto de carcasa y protecciones.

CARACTERÍSTICAS DEL INYECTOR

El distribuidor de una turbina Pelton es una tobera o inyector, como el esquematizado en la figura X y que tiene como objeto aumentar la energía cinética del fluido, disminuyendo la sección de paso para maximizar la energía de fluido aprovechada en la turbina, ya que en el rodete de este tipo de turbinas, de acción, sólo se intercambia energía cinética.

Estas turbinas pueden tener entre 1 y un máximo de hasta 6 inyectores. Cuando se tiene un solo inyector normalmente el eje del rodete es horizontal, mientras que si el número de inyectores es superior el eje del rodete se coloca en vertical. En caso de tener más de un inyector, la tubería forzada se bifurca tantas veces como número de inyectores se tengan de manera que cada inyector tiene su propia tubería independiente, como se muestra a continuación.

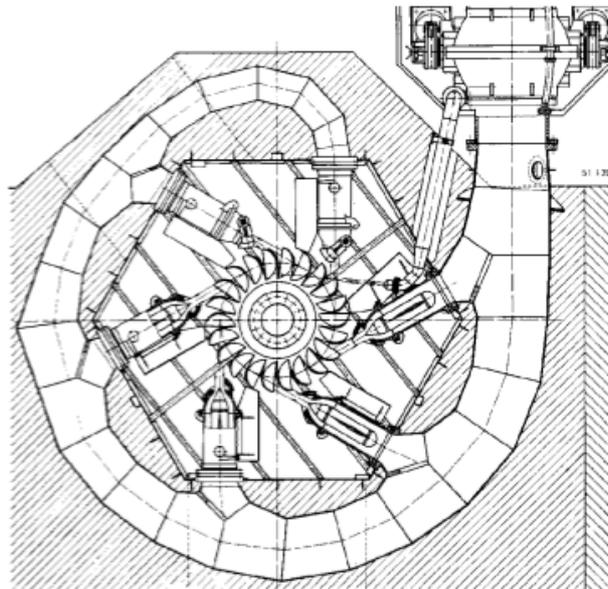


Figura 23. Ejemplo de Pelton con 6 inyectores

El inyector dispone de una válvula de aguja para regular el caudal y ajustarlo a la demanda de energía eléctrica. Esta válvula de aguja, cuyo movimiento disminuye o aumenta la apertura de la boquilla y con esto el caudal, está diseñada para que el módulo de la velocidad (c_1), se mantenga prácticamente constante aunque varíe el caudal, ya que la sección de salida cambia en la misma proporción que el caudal.

Se puede construir de acero inoxidable al níquel, esmerilada y pulida para reducir el rozamiento y suele ir acompañada a su vez de un deflector que desvíe el chorro sin tener que cerrar de manera brusca la válvula de aguja y evitar de esta manera un indeseado golpe de ariete. El deflector es muy útil en caso de que ocurra un fallo en el generador que produzca una violenta aceleración de la turbina, pudiendo ésta entrar en resonancia y destruirse, en ese caso el deflector desviaría el chorro, ayudando así a disminuir la velocidad del rodete y además impedirá el posible golpe de ariete al poder cerrar la válvula de aguja lentamente y no de manera brusca. Para evitar cambios bruscos de caudal, que podrían ocasionar golpes de ariete en la tubería forzada, cada inyector dispone de un deflector que cubre parcialmente el chorro durante los cambios de caudal y permite realizarlos más lentamente.

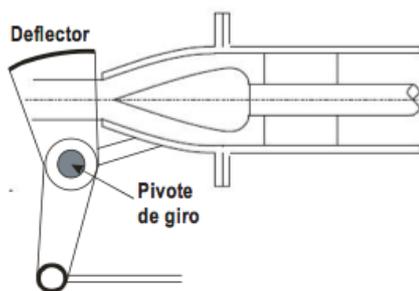


Figura 24. Esquema del inyector de una turbina Pelton

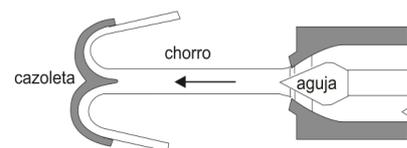


Figura 25. Ejemplo de incidencia en un álabe de Pelton

CARACTERÍSTICAS DEL RODETE

El rodete de estas turbinas es una rueda con álabes en forma de cucharas o cangilones, con un diseño característico de doble cuchara y situados en su perímetro exterior, como se puede observar en la Figura 26. Es sobre estas cucharas sobre las que incide el chorro del inyector, de forma que el choque con el chorro se produce en dirección tangencial al rodete.

Las cucharas de la turbina Pelton tienen la forma característica que veíamos en las imágenes anteriores. En la imagen a la derecha vemos la sección de entrada (1) y la sección de salida (2). Estas cazoletas presentan una mella en la parte exterior y son simétricas en dirección axial, además poseen una cresta central afilada para distribuir el chorro de manera correcta en las cazoletas. Las dimensiones de las cucharas y su número dependen del diámetro del chorro que incide sobre ellas, siendo así que cuanto menor sea ese diámetro más pequeñas serán las cucharas y un mayor número de ellas poseerá el rodete.

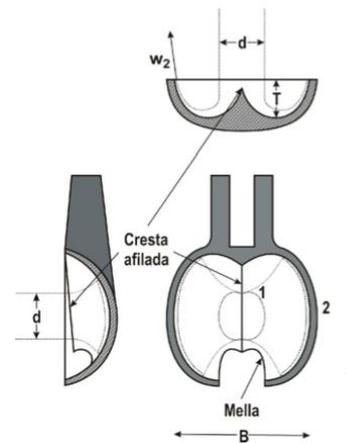


Figura 26. Cazoletas de Pelton

La mella del extremo de las cucharas tiene una anchura ligeramente superior al diámetro del chorro, cuya proporción se indica más adelante. Como se ha comentado el máximo aprovechamiento energético del fluido se obtiene cuando el chorro incide perpendicularmente sobre la cuchara, que al hacer girar al rodete y apartar la cuchara sobre la que impacta, llega la siguiente; ésta tapa a la anterior antes de estar en condiciones de aprovechar su energía adecuadamente. Es por esto que se utiliza la mella, ya que de esta manera se evita que una cuchara tape a la anterior demasiado pronto. Al tratarse de una turbina de acción el agua que sale de las cazoletas idealmente llevará velocidades muy bajas y cercanas a cero, por lo que la carcasa que rodee a la turbina no resiste ninguna presión. Este tipo de turbinas pueden llegar a poseer hasta un total de seis inyectores e incluso dos rodetes, teniendo un rango de uso que oscila entre los 40 y los 1200 metros.

MARCO TEÓRICO PARA EL DIMENSIONADO

Recordemos que el número específico viene dado por:

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H_n^{5/4}}$$

ESTUDIO TEÓRICO DE TURBINA PELTON

• TRIANGULO DE VELOCIDADES

En la siguiente figura podemos ver como a la entrada de las cazoletas, la velocidad absoluta c_1 , velocidad de salida del agua del inyector y la velocidad tangencial u_1 tienen la misma dirección y sentido, por lo que obtenemos:

$$w_1 = c_1 - u_1$$

donde W_1 es el vector de velocidad relativa del fluido a la entrada de la cuchara.

Para obtener estas relaciones, se ha despreciado la componente de choque, es decir que se ha considerado que el ángulo formado por c_1 y u_1 es nulo, aunque en la práctica no se totalmente nulo.

En la figura observamos que la velocidad de entrada, c_1 , es igual a la del chorro:

$$c_1 = c_0 = k_{co}\sqrt{2gH_n}$$

$$k_{co} = 0,95 \sim 0,98$$

Donde:

- c_0 , es la velocidad estimada del chorro [m/s]
- k_{co} , es el coeficiente de la tobera
- H_n , es la altura neta [m]
- g , es la aceleración de la gravedad [m/s^2]

Donde K_{co} es el denominado coeficiente de tobera y que varía entre los valores citados. Este valor de K_{co} depende de la apertura del inyector, aunque como muestra la siguiente gráfica éste permanece prácticamente invariable para grados de apertura de 10% hasta 100%, de ahí que se tomen valores de 0,95~0,98.

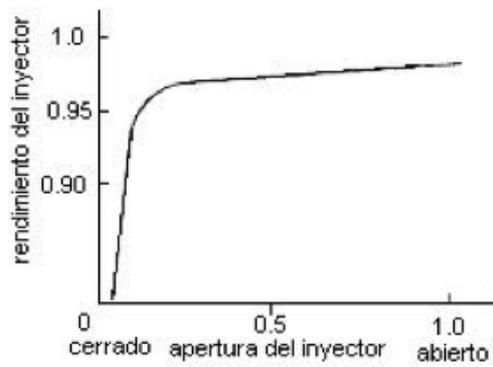


Figura 27. Valor de K_{c0} en función del grado de apertura del inyector

La velocidad u_1 puede expresarse como:

$$u_1 = k_u \cdot c_1 = k_u \cdot \sqrt{2gH_n}$$

donde:

- u , es la velocidad tangencial o circunferencial [m/s]
- k_u , es el coeficiente de velocidad
- H_n , es la altura neta [m]
- g , es la aceleración de la gravedad [m/s^2]

El coeficiente k_u se estima en valores de 0,42~0,48 (en la práctica 0,45), cuyo valor se explica mas adelante en el apartado de rendimiento.

Además se tiene que $u_1 = u_2$.

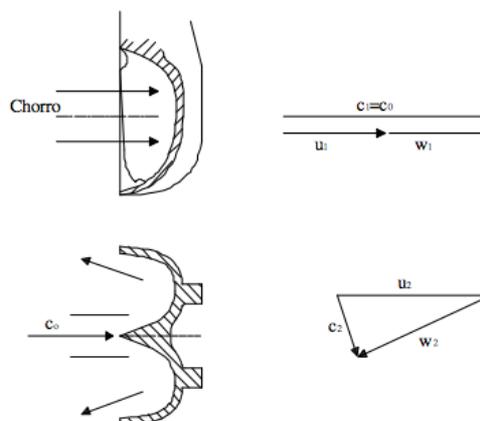


Figura 28. Triangulo de velocidades

A la salida del fluido de la cuchara, la dirección de la velocidad relativa W_2 esta definida por el ángulo β_2 , por lo que tenemos:

$$C_2 = U_2 - W_2 \cos \beta_2$$

En la práctica, β_2 ; ángulo que forman U_2 y W_2 , suele estar comprendido entre 4 y 20 grados, en función de lo juntas que estén las cucharas en el rodete.

- **Fuerza del chorro, potencia y rendimiento**

La fuerza del chorro incidente en las palas de la turbina tiene la siguiente expresión:

$$F_{ch} = \rho \cdot Q \cdot (w_1 + w_2 \cos \beta_2)$$

$$w_2 = k_m \cdot w_1$$

Donde K_m se denomina coeficiente de cazoleta (depende del espesor de la capa de agua, acabado de la cazoleta, tipo de material, etc..). Su valor suele estimarse en torno a 0,88 y 0,92.

De esta forma, la fuerza del chorro queda expresada como:

$$F_{ch} = \rho \cdot Q \cdot w_1 (1 + k_m \cos \beta_2)$$

Si ahora sustituimos las expresiones de w_1 y c_1 obtenemos lo siguiente:

$$F_{ch} = \rho \cdot Q \cdot (k_{co} \sqrt{2gH_n} - u) \cdot (1 + k_m \cos \beta_2)$$

La expresión anterior presenta la fuerza ejercida por el chorro sobre la rueda, la cual gira con velocidad u , de forma que la fuerza es máxima cuando $u = 0$ y mínima cuando c_0 tiende a u .

La potencia queda definida por la fuerza y la velocidad, por lo que obtenemos:

$$N = F_{ch} \cdot u = \rho \cdot Q \cdot (k_{co} \sqrt{2gH_n} - u) \cdot (1 + k_m \cos \beta_2) \cdot u$$

Sustituyendo $u = k_u \sqrt{2gH_n}$ en la expresión anterior se obtiene:

$$N = 2 \cdot \gamma \cdot Q \cdot k_u \cdot H_n \cdot (k_{co} - k_u) \cdot (1 + k_m \cos \beta_2)$$

Ahora que tenemos las expresiones de potencia, altura neta y el caudal podemos obtener la expresión del rendimiento.

$$\eta = \frac{N}{\gamma \cdot Q \cdot H_n} = 2 \cdot k_u \cdot (k_{c0} - k_u) \cdot (1 + k_m \cos \beta_2)$$

De esta expresión podemos deducir que el rendimiento máximo es el siguiente:

$$\eta_{MAX} \rightarrow \frac{\partial \eta}{\partial k_u} = 0 \rightarrow k_u = \frac{k_{c0}}{2}$$

Esto indica que el rendimiento, y por consecuencia la potencia, es máxima cuando:

$$u = \frac{c_0}{2} = 0,5 c_0$$

En el siguiente gráfico; donde el eje izquierdo muestra el par o torque, el eje derecho el rendimiento y el eje horizontal la relación k_u/k_{c0} , podemos ver como el rendimiento y potencia se alcanzan teóricamente para $0,5c_0$.

De la misma manera observamos que la velocidad a la que se embala la turbina (velocidad para la cual el par de la turbina es cero) se da cuando la relación $k_u/k_{c0} = 1$, es decir $k_u = k_{c0}$.

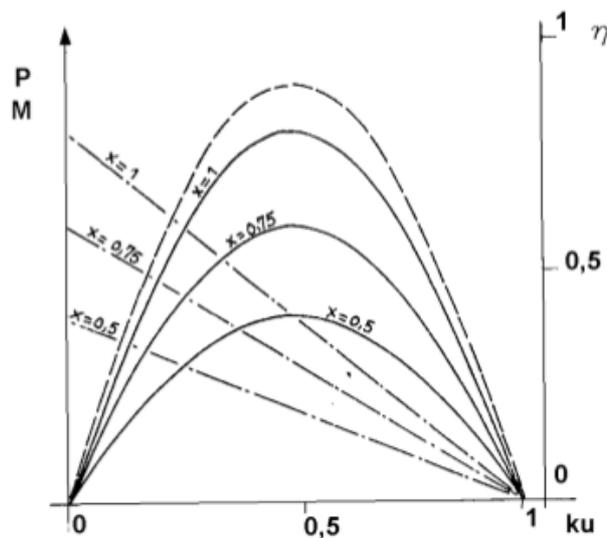


Figura 29. Curvas características teóricas de la turbina Pelton

En la práctica la velocidad óptima es menor que la anteriormente indicada, y queda comprendida entre $0,41c_0$ y $0,5c_0$.

TEORIA DEL RODETE PELTON

- **DETERMINACION DE DIÁMETRO PRINCIPALES**

Conocidos el caudal, altura neta y velocidad de rotación se hallan a partir de estos datos las dimensiones de chorro y rodete de la turbina Pelton.

El diámetro del chorro incidente viene definido por la siguiente expresión:

$$d = \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{j \cdot c_0} \right)$$

donde:

- d es el diámetro de chorro de agua
- j es el número de inyectoros o chorros

Se estima que los límites de la relación entre el diámetro de chorro y diámetro de la Pelton son:

$$\frac{d}{D} = \frac{\text{diámetro del chorro}}{\text{diámetro Pelton}} \rightarrow \frac{1}{80} < \frac{d}{D} < \frac{1}{6}$$

Teniéndose que en los extremos el funcionamiento de la turbina es defectuoso. Se estima que los mejores rendimientos se obtienen para un diámetro de la rueda que sea entre 8 y 15 veces el diámetro del chorro. Además otro criterio utilizado para el diámetro del chorro es el que se obtiene de la siguiente expresión:

$$\frac{d}{D} = \frac{n_s}{288 \cdot \sqrt{k_{c0} \cdot \eta}}$$

- **Forma y dimensiones de las cazoletas**

Las dimensiones de las cazoletas de la Pelton son proporcionales al diámetro del chorro que impacta sobre ellas. Es recomendable que la arista que divide la cazoleta en dos cucharas no supere los 20 grados de inclinación, para evitar erosiones masivas en la superficie de la cazoleta. El ángulo de salida de la pala debe estar comprendido entre los 8 y 12 grados para que el agua que sale de la cazoleta no impacte sobre las otras. Los diámetros de las circunferencias exterior (D_e) y de puntas (D_p) dependen de las proporciones de la cazoleta.

Hay que decir a este respecto que cada fabricante de turbinas tiene sus propias relaciones de diámetros basados en pruebas empíricas, por lo que una turbina puede diferir de otra dependiendo del fabricante. Para una primera aproximación es válido utilizar las relaciones dadas que se muestran a continuación.

$$D_p = D + 2 \left(\frac{7}{6} d \right)$$

$$D_e = D_p + d$$

Otra variante del diámetro exterior es también:

$$D_e = (1,028 + 0,013 \cdot n_s) \cdot D$$

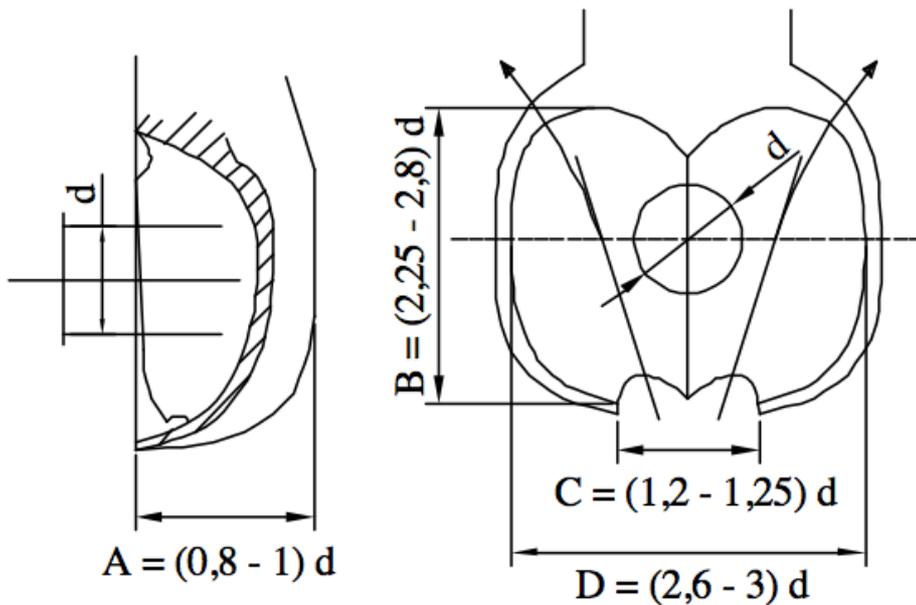


Figura 30. Proporciones de las cazoletas

Las proporciones de la Pelton están basadas en el diámetro del chorro incidente, como se muestran en la imagen anterior y que se detallan a continuación.

$$A = (0,8 \sim 1) d$$

$$B = (2,25 \sim 2,8) d$$

$$C = (1,2 \sim 1,5) d$$

$$D = (2,6 \sim 3) d$$

- **NUMERO DE CAZOLETAS**

El número de cazoletas de una turbina Pelton debe ser seleccionado de forma tal que cualquier parte del chorro no pase por la rueda sin ser desviada por una cazoleta, por esto la determinación del paso se realiza mediante el trazado de las trayectorias relativas de las cazoletas.

El trazado de una trayectoria relativa de una cazoleta desde el punto de impacto se detalla en la imagen a continuación.

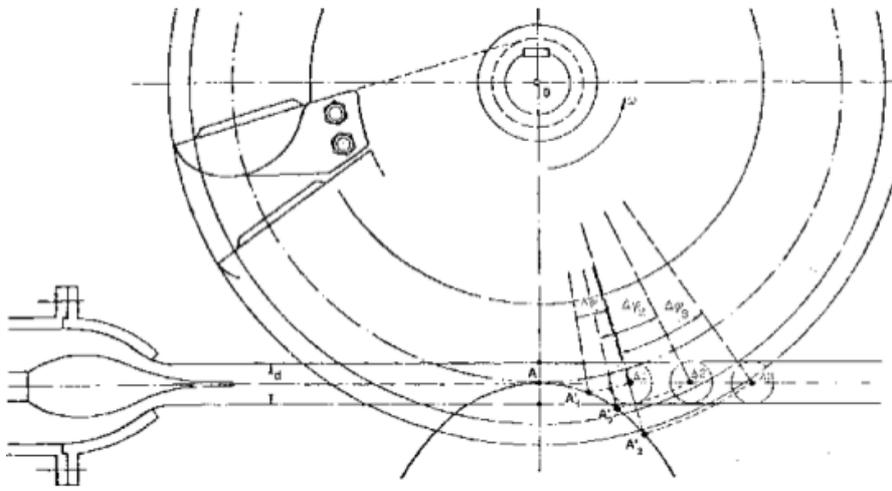


Figura 31. Trayectoria de una cazoleta desde el primer impacto

Como se puede observar se toma como punto de incidencia del chorro contra la cazoleta el punto A. Como se puede observar en la figura X donde se detalla las proporciones de las cazoletas, el chorro de agua ha de impactar en el centro de la cazoleta (línea de radio discontinua) y como se ve en imagen anterior debe ser tangente a la circunferencia descrita por la trayectoria (Chorro y cazoleta formando 90 grados). Al realizar este estudio hay que tener en cuenta que una vez se ha dado el impacto contra la cazoleta, la cazoleta de la posición anterior entrará en contacto con parte del chorro hasta que se esta la que este en la posición de punto A; y así de manera sucesiva para el resto de cazoletas.

Aunque hay que tener en cuenta el hecho de la trayectoria a seguir por las cazoletas, también se utiliza en la práctica la relación que se muestra a continuación.

$$z = 15 + \frac{D}{2d}$$

3.4.2. Criterios de selección de turbinas hidráulicas

En este apartado vamos a explicar brevemente los criterios de selección que debemos tener en cuenta en el diseño de una instalación hidráulica, ya se trate de una gran central de generación o de un proyecto de pico-hidráulica.

Básicamente los criterios a tener en cuenta a la hora de elegir un tipo de turbina u otra son:

- Salto neto
- Rango de caudales a turbinar
- Velocidad específica

A continuación los explicamos brevemente.

SALTO NETO

Se entiende por salto bruto la distancia vertical medida entre los niveles de la lámina de agua en la toma y el canal de descarga, conocidas las pérdidas por conducción de la instalación basta con restarlas a el salto bruto para obtener la altura neta. A continuación se muestra una tabla con los rangos de alturas de cada turbina.

Tipo de turbina	Rango de alturas (metros)
Kaplan	2 - 20
Francis	10 - 350
Pelton	50 - 1300
Michael-Banki	3 - 200
Turgo	50 - 250

Tabla 1. Rango de alturas de turbinas

Como puede verse, para una misma altura podremos optar por distintos tipos de turbina. Normalmente si no encontramos con aprovechamientos de agua de escasa altura para que estos sean rentables tendremos que turbinar grandes caudales, y de igual manera cuando tengamos saltos grandes podremos turbinar pequeños caudales y seguirá siendo rentable; aunque todo depende claro está de la turbina elegida.

RANGO DE CAUDALES

Para saber que rango de que rango de caudal podremos turbinar en nuestro aprovechamiento debemos recurrir a la curva de caudales clasificados (CCC) obtenida a base de datos procedentes de estaciones de estudios hidrológicos. De esta curva de caudales no todo es aprovechable, ya que en primer lugar debemos descartar el caudal ecológico que tiene que tener durante todo el año el cauce en el que instalemos nuestra central. Además, como ocurre con las alturas, cada tipo de turbina trabaará con sus caudales comprendidos entre el nominal, para el cual su rendimiento es máximo, y el mínimo técnico por debajo del cual el equipo pierde toda su eficiencia.

Generalmente se toma el caudal de diseño; que es el caudal utilizado para definir el tipo y tamaño de la turbina, y el salto neto conocido, y se sitúa este punto de unión caudal de diseño/salto sobre un gráfico de envolventes operacionales de turbinas que se muestra a continuación.

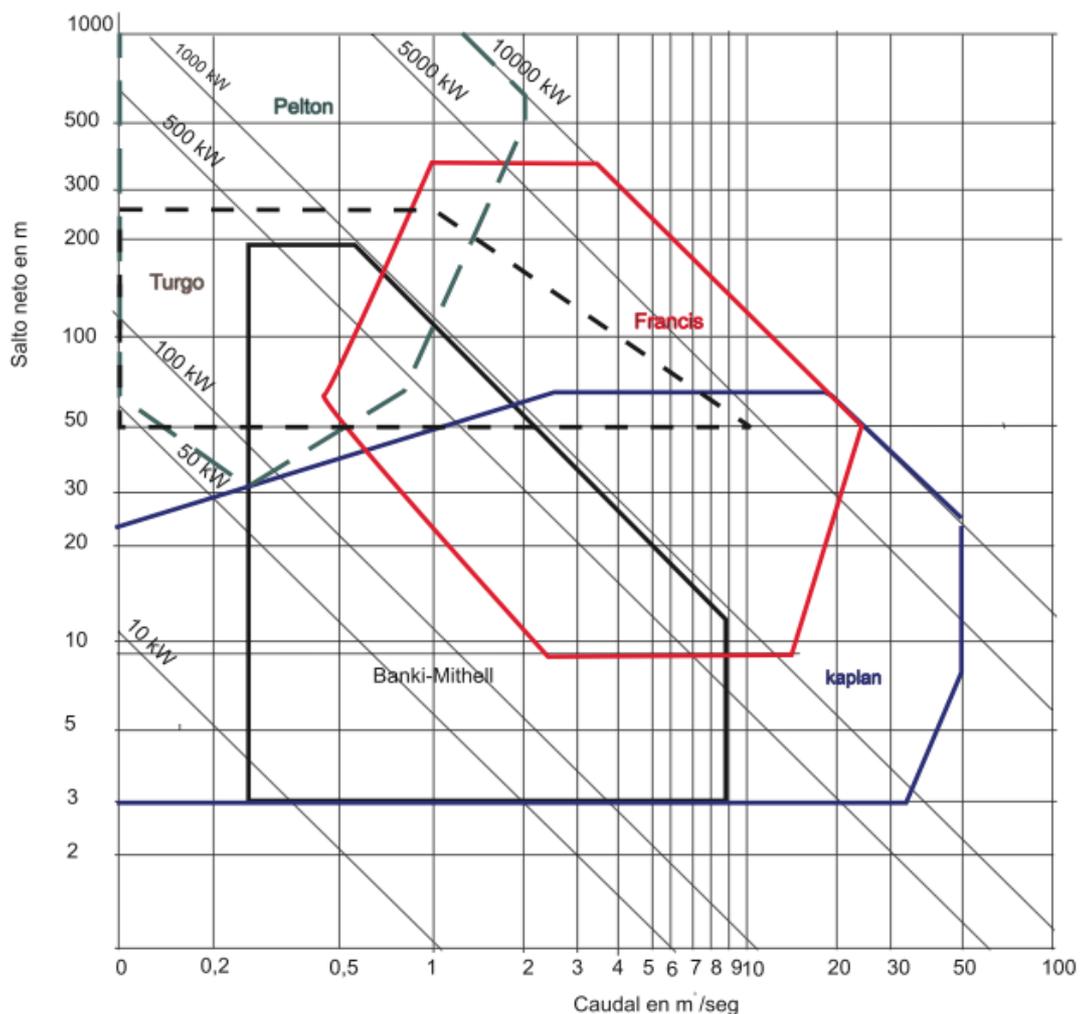


Figura 32. Gráfico operacional caudal/salto para los tipos de turbinas

De esta forma, una vez introducido este punto en el gráfico puede darse, al igual que ocurría con el salto, que podamos utilizar varios tipos de turbina.

En el documento del cual se ha extraído este gráfico se detalla que éste ha sido elaborado mediante datos facilitados por diferentes fabricantes europeos de los tipos de turbina descritos en el gráfico, por lo que las conclusiones que pudieran obtenerse de este tipo de gráficos deben tenerse en cuenta como algo orientativo y que puede ajustarse en mayor o menor medida a la realidad; por lo que lo más aconsejable es pedir datos y referencias a los propios fabricantes de turbinas.

VELOCIDAD ESPECÍFICA

La velocidad específica se usa muy a menudo como principal criterio de selección de turbinas, por ser sobre todo mucho más precisa que los criterios de salto y caudal anteriormente mencionados. El cálculo de la velocidad específica de una turbina se determina mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$n_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Donde:

n_s , es la velocidad específica de la turbina

P , es la potencia de la turbina (KW)

H , es el salto neto del aprovechamiento (m)

n , velocidad necesaria en la turbina para alcanzar la de sincronismo del alternador (rpm)

Normalmente se usa la ecuación anterior en el cálculo de la velocidad específica de una turbina, aunque existe una variante en la que la potencia es sustituida por el caudal.

$$n_s = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

Cabe destacar que el uso de cajas multiplicadoras supone la modificación del parámetro n , ya que al tener una caja multiplicadora la turbina no necesitara alcanzar las rpm de sincronismo del alternador; es decir, si por ejemplo tenemos un alternador de 1500 rpm de velocidad de sincronismo (n sería 1500 rpm) y acoplamos al sistema una caja multiplicadora de relación 1:2, la turbina no necesitará alcanzar 1500 rpm sino que tendrá que llegar sólo hasta 750 rpm, por lo que ahora n tomaría el valor de 750 rpm. Por tanto, la inclusión de una caja multiplicadora en la instalación puede suponer el uso de una turbina u otra al modificarse la velocidad específica necesaria para las mismas condiciones de potencia y salto neto.

4 INSTALACIÓN

Uno de los objetivos del presente proyecto ha sido el diseño de una instalación hidráulica que permita crear unas condiciones controladas de presión y caudal con el fin de estudiar la viabilidad y rendimiento de cualquier conjunto de turbina y alternador en las condiciones deseadas. Como punto de partida del proyecto se nos proporcionó una bomba centrífuga, un alternador de coche, y una turbina Turgo con un inyector. A continuación se muestra una fotografía de la instalación que nos ayudará a explicar cada uno de los componentes que la forman. *(Cada número corresponde al apartado donde se explica el componente)*



Figura 33. Instalación hidráulica

4.1 DISEÑO DE LA INSTALACIÓN Y DE SUS COMPONENTES

En la figura anterior (Figura 33) aparecen marcados con números los componentes de la instalación que van a ser descritos en este apartado en ese mismo orden.

4.1.1 BOMBA CENTRÍFUGA

Como lo que se pretende hacer con la instalación es simular unas condiciones de presión y caudal variables se hace necesario por tanto el uso de una bomba hidráulica, cuya misión es la impulsión del agua a través de un sistema de tuberías conectadas a un depósito de agua.

En el inicio del proyecto se nos proporciona una bomba centrífuga de la que vamos a citar a continuación sus principales características. La documentación técnica completa de la bomba será incluida en un apéndice del proyecto, y en este apartado nos limitaremos a citar las características que de alguna manera han restringido el diseño de la instalación.

- **Modelo**

Bomba centrífuga multicelular horizontal (auto-aspirante hasta 2 m) de la marca ESPA y modelo PRISMA 35 4 N.

- **Dimensiones**

En la figura siguiente (Figura 34) aparece remarcada la información de las dimensiones y aspectos constructivos concretos de nuestro modelo de bomba junto con el alzado y frontal de la bomba donde podemos ver la disposición de las bocas de aspiración e impulsión.

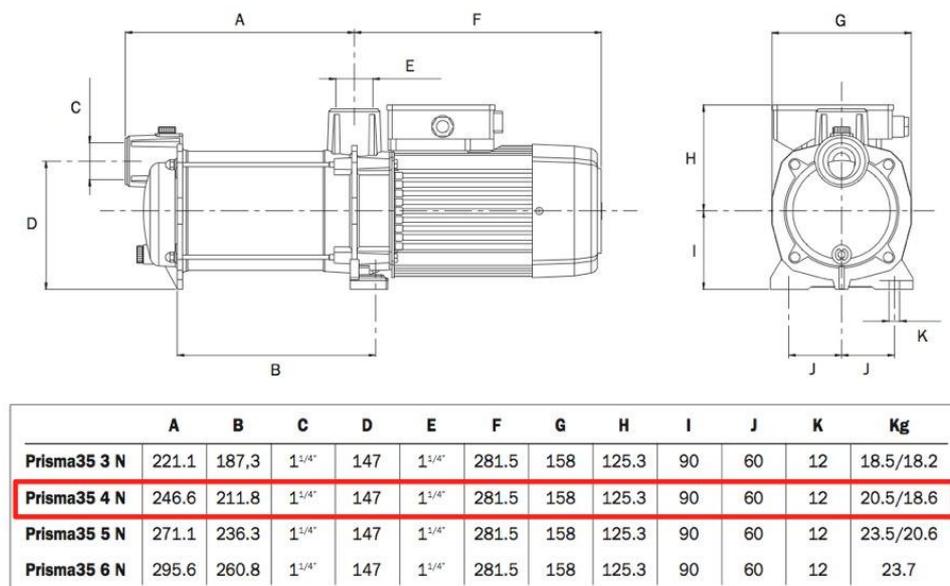


Figura 34. Dimensiones de la bomba

Advertencias sobre la instalación

- La bomba debe fijarse a una base sólida mediante tornillos aprovechando los agujeros del soporte con objeto de evitar ruidos y vibraciones indeseables.
- Se colocará lo más cerca posible del nivel del agua a fin de obtener el mínimo recorrido de aspiración y la reducción de las pérdidas de carga.
- Se procurará que esté a salvo de posibles inundaciones y reciba una ventilación de carácter seco.

Advertencias sobre el montaje de tuberías

- La tubería de aspiración debe poseer un diámetro igual o superior al de la boca de entrada de la bomba, conservando permanentemente una pendiente ascendente mínima del 2% para que contribuya a efectuar una purga correcta.
- Es imprescindible una colocación de una válvula de pie con su filtro pertinente sumergida por lo menos 30 cm. por debajo del nivel dinámico del pozo con lo que se evitarán remolinos y consecuentes entradas de aire.
- Procure que la tubería de impulsión posea un diámetro igual o superior al de la boca de impulsión. En recorridos largos, es imprescindible aumentar el diámetro de las tuberías a fin de evitar o reducir al máximo posibles pérdidas de carga.
- Ni la tubería de aspiración ni la de impulsión deben descansar sobre la bomba.
- Al emplear un diámetro superior en las tuberías se estructurarán con sus correspondientes conos excéntricos en la aspiración y concéntricos en la impulsión.

Advertencias sobre la puesta en marcha

- Abra todas las válvulas de compuerta que existan en los circuitos de aspiración e impulsión.
- Compruebe la corriente absorbida y ajuste debidamente el relé térmico sólo en el caso de la versión trifásica.
- Si el motor no funcionara o no extrajera agua procure descubrir la anomalía a través de la relación de averías más habituales y sus posibles resoluciones que facilitamos en páginas posteriores.

En estas advertencias se resalta la necesidad de una buena colocación y fijación de la bomba, razón por la cual en la instalación la bomba se encuentra anclada y montada sobre un tablón de madera macizo que lo eleva unos centímetros del suelo y le aporta estabilidad frente a las vibraciones cuando se encuentre en funcionamiento.

Como se aprecia en el Figura 34 tanto la boca de aspiración como la boca de impulsión tienen el mismo diámetro de $1\frac{1}{4}$ pulgadas, lo que equivale a unos 32 mm de diámetro

aproximadamente; por tanto y como se indica en las advertencias las tuberías que compondrán la instalación tendrán un diámetro interior superior o igual a 32 mm.

Otro punto a remarcar de estas advertencias es la necesidad de colocar la boca de aspiración al menos 30 cm por debajo del nivel dinámico del agua, aspecto que se tuvo en consideración a la hora del diseño de la instalación, al igual que el hecho de que las tuberías no descansen sobre la bomba.

4.1.2 DEPÓSITO DE AGUA

Necesitábamos un depósito donde acumular el agua que circularía por el circuito y que se encargaría de mover la bomba.

Las condiciones a tener en cuenta a la hora de escoger el depósito fueron las siguientes:

- Coste más reducido posible
- Capacidad de al menos 50 litros
- Altura mínima de 50 cm
- Base máxima de $1m^2$

En el apartado de necesidades de la bomba se cita que la boca de aspiración debe encontrarse al menos a 30 cm por debajo del nivel dinámico de agua para evitar remolinos y/o aspiraciones de aire perjudiciales para su funcionamiento; es por esta razón que el depósito debía contar al menos con 50 cm de altura para contar así con un margen de altura para colocar la turbina. Además y para reducir al máximo las dimensiones de la instalación en la medida de lo posible el depósito tendría una base máxima de 1x1 m.

Con estas condiciones y suponiendo una forma rectangular del depósito, el volumen de agua contenida sería de unos 50 litros en caso de llenado absoluto, cosa que no iba a suceder. Más volumen de agua supondría peso adicional a los 50 kg que pesaría el depósito, y no queríamos tener mucho más peso por el hecho de no tener problemas a la hora de diseñar la estructura de soporte.

La bomba en su puesta en marcha debe encontrarse cebada de agua y bajo ningún concepto funcionar en seco, y lo mismo se aplica una vez se encuentre en funcionamiento. Esto implica que, una vez que la bomba absorba caudal y lo impulse por las tuberías, ese caudal que se encuentra en las tuberías tardará unos segundos en ser devuelto al depósito por la tobera, por lo que el nivel de agua disminuirá momentáneamente, y si se dimensiona de manera errónea puede llevar a la situación en que el nivel de agua baje del mínimo de 30 cm.

Para un correcto dimensionado se hace una estimación previa de la longitud de tubería que podríamos necesitar en la instalación a fin de prever cuánto volumen de agua tendrían las tuberías en su interior. Estimamos que a lo sumo el sistema de tuberías tendría 4 metros de

longitud total con un diámetro igual o superior a las bocas de impulsión de la bomba, por tanto, las estimaciones quedan de la siguiente manera.

$$\text{Longitud de tubería} = L = 4 \text{ metros}$$

$$\text{Diámetro interior de la tubería} \geq 32 \text{ mm}$$

$$\text{Volumen de un cilindro} = \text{Área base} \cdot \text{longitud} = A \cdot L = m^3$$

$$\text{Área} = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{0,032}{2}\right)^2 = 0,000804 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen del cilindro} = 0,000804 \cdot 4 = 0,003216 \text{ m}^3 = 3,126 \text{ litros}$$

Como vemos, estimando una longitud de tubería mayor a la que tiene la instalación final el volumen de agua dentro de la tubería iba a ser bastante pequeño. Una vez estimado el volumen de agua en tuberías se calcula además cuánto supone este volumen desalojado para el nivel de agua en el depósito.

$$\text{Volumen desalojado} = V_{des} = \text{Área base depósito} \cdot \text{Altura desalojada}$$

$$\text{Altura desalojada} = \frac{V_{des}}{\text{Área base depósito}} = \frac{0,003216 \text{ m}^3}{1 \text{ m}^2} = 0,0032 \text{ m}$$

Por estas razones se adquiere un recipiente de base circular y volumen de unos 60 litros aproximadamente, fabricado en PVC, de ancho aproximado de 50 cm y altura de unos 60 cm. Como hemos comentado el depósito debía contar con dos entradas de tubería, una que lo comunicara con la boca de aspiración de la bomba y otra a modo de recirculación.

Para que la bomba se encuentre siempre cebada de agua el depósito se encuentra por encima de ésta, por lo que la boca de aspiración se encuentra en la base del depósito. La recirculación entra al depósito por un lateral, por encima del nivel de agua y por la parte más alta posible para aprovechar al máximo el volumen del depósito para llenarlo de agua.

Para realizar las conexiones de tuberías al depósito e integrarlo en la estructura se realizaron algunas modificaciones en el depósito, ya que como se puede ver en la fotografía de la instalación en la parte superior del depósito va acoplada la cúpula dentro de la cual se aloja la turbina, por lo que se recorta la parte superior del depósito intentando recortar lo mínimo posible en altura y evitar perder capacidad. La conexión inferior se encuentra en el centro de la base, principalmente debido a que la base del depósito no es plana en toda su extensión, teniendo curvas en su periferia que impiden una buena conexión con las tuberías. El orificio de

entrada de la recirculación se encuentra en un lateral y en el mismo plano vertical que la conexión inferior.



Figura 35. Entrada lateral al depósito

Para acoplar las tuberías al depósito y evitar fugas se ha utilizado un empalme de hembra plana; lado al que se pega la tubería, y un macho roscado que rosca en el interior del depósito con un codo roscado que desvía el flujo recirculado hacia el fondo del depósito. Aun estando estas piezas roscadas, se intercalan tanto en el interior como en el exterior del depósito unas arandelas de plástico que ayudan. En la fotografía anterior vemos la entrada lateral y en la siguiente imagen la entrada inferior de la boca de aspiración de la bomba.



Figura 36. Entrada inferior al depósito

4.1.3 ESTRUCTURA

Como hemos comentado hasta ahora, la instalación va a estar formada por una bomba, un depósito, tramos de tubería y válvulas y una cúpula con soporte para la pareja alternador y turbina.

El depósito cuenta con dos entradas de tubería, una por debajo hacia la boca de aspiración de la bomba y otra en un lateral a modo de recirculación como ya hemos explicado. Además el depósito queda situado por encima de la bomba para que esta se encuentre siempre llena de agua. La estructura por tanto tiene como fin principal albergar un depósito lleno y encima de este la cúpula con el conjunto alternador y turbina, quedando fuera de la estructura la bomba. La estructura debía tener un tamaño reducido en la medida de lo posible y formado por materiales y piezas simples y de coste reducido lo suficientemente resistentes para soportar el peso de todo el conjunto.

En la imagen al inicio del apartado 4 se puede ver la estructura y a continuación explicaremos que materiales y piezas se han utilizado en su construcción.

El sistema basa su estructura en unas escuadras de hierro con unos orificios en toda su longitud. Se elige este tipo de escuadras por cuestiones económicas y por estar fabricadas de un material resistente. Además, esos orificios permiten un fácil montaje y permiten acoplar a la estructura cualquier elemento necesario. A una altura de unos 60 cm del suelo, tenemos la estructura que soporta al depósito. Esta estructura además de estar formada por las escuadras tiene unas láminas de hierro de más de 1 cm de espesor que cruzan de lado a lado (Figura 36) y que aportan un gran rigidez y consistencia para ayudar a soportar el peso del depósito.

Sobre esta estructura a media altura se apoya una tabla de conglomerado de 6 cm de espesor recubierta de un material plástico (para evitar desperfectos en la madera debido al agua) a fin de no tener problemas de estabilidad al apoyar el depósito. Esta tabla posee un orificio para dejar pasar la tubería de aspiración hasta el depósito y que puede observarse en la Figura 36 del apartado anterior.



Figura 37. Estructura de apoyo del depósito

En la imagen anterior podemos ver la estructura con la tabla y el depósito encima. Para evitar que la estructura se “abra” por el peso del depósito se utilizan unas escuadras de metal unidas mediante tornillos para evitar, en la medida de lo posible, que la estructura se tuerza debido al peso.

Una vez hecho el soporte para el depósito se necesita cerrar la parte superior del depósito con el soporte para la cúpula. Con este fin se hace una estructura similar a la usada para soportar el depósito, con la particularidad de que siendo el depósito circular y la estructura y cúpula cuadradas se hace necesario una pieza que tape ese hueco y evite la salida de agua.

La estructura metálica está formada por dos barras huecas rectangulares de hierro atornilladas a la estructura sobre las que están apoyadas y atornilladas a su vez dos láminas de hierro de 1 cm de espesor, como vemos en la imagen siguiente, Figura 37.



Figura 38. Detalle de estructura de soporte de cúpula

Se observa además la placa de PVC gris que apoya sobre esta estructura, se trata de lámina de PVC de 4 mm de espesor, cuadrada, con un hueco de forma circular de radio menor al que posee el depósito y con cuatro pestañas, dos a cada lado, para agarrar la lámina a la estructura. A continuación vemos un dibujo de las dimensiones de la pieza y unas fotografías del montaje en la estructura (Figuras 39 y 40).



Figura 39. Lamina de apoyo de la cúpula vista desde arriba (izquierda) y desde abajo (derecha) donde se aprecia la unión al depósito y a la estructura mediante silicona

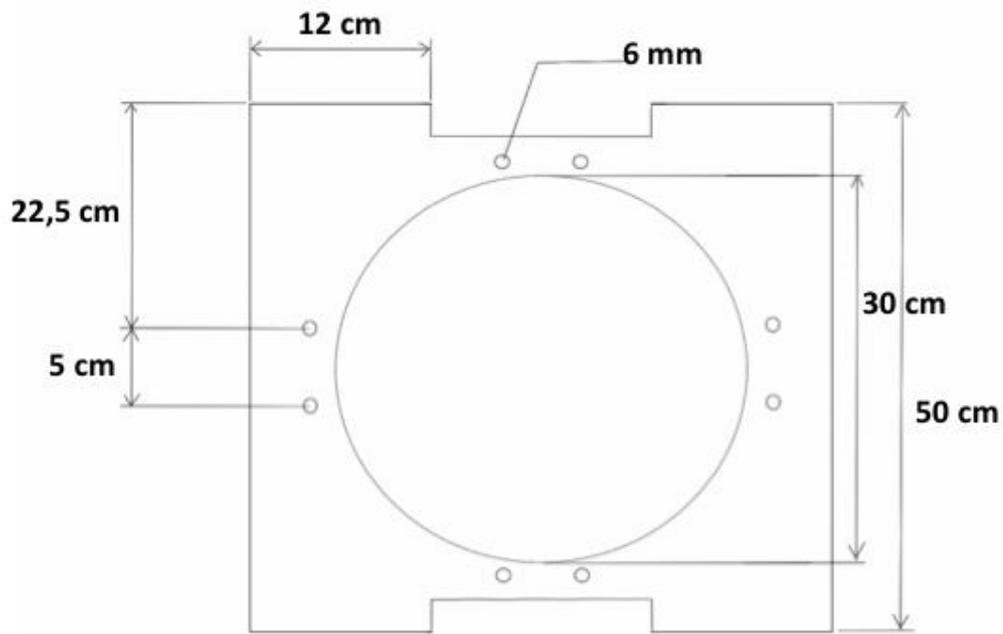


Figura 40. Dibujo de lámina de apoyo de la cúpula

Con esto queda completa la explicación del diseño de la estructura, cabe destacar que en caso de ser necesario puede modificarse tanto la altura total de la estructura como de las estructuras de soporte de depósito y cúpula, lo que hace muy versátil frente a futuros cambios a la instalación.

4.1.4 CÚPULA Y ESTRUCTURA DEL ALTERNADOR

Un elemento importante de la instalación es la cúpula, ésta tendría como objetivo albergar en su interior la turbina, además de servir como soporte para tobera y alternador.

A la hora de diseñarla nos basamos en lo siguiente:

- Debía tener forma cúbica o similar, con 2 de sus paredes con una inclinación de 20 grados respecto a la horizontal y 2 paredes con 90 grados respecto a la horizontal, distribuidas de forma simétrica.
- En la medida de lo posible las paredes tendrían que ser transparentes a fin de observar sin problemas la turbina.
- Tendría que estar provista de elementos de sujeción en su base.
- Su cara superior o tapa tendrían que albergar una ranura o agujero para pasar el eje del alternador, ya que este iba a estar fuera de la cúpula para evitar salpicaduras.
- Fácil reparación y desmontaje

Con esto se hicieron varios bocetos que se muestran a continuación, a modo de guía de lo que más tarde fue el diseño final.

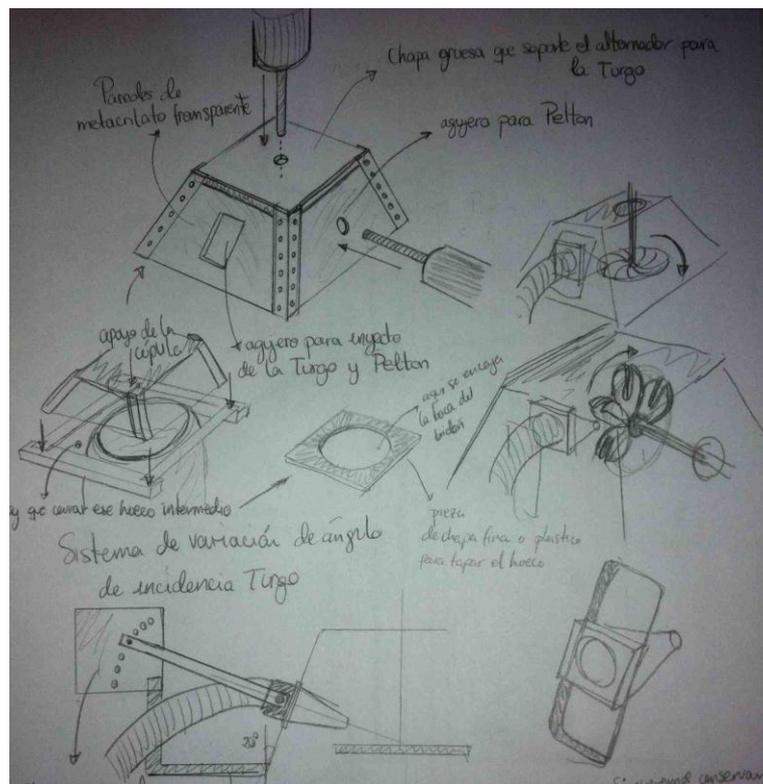


Figura 41. Bocetos de la cúpula

Como se puede ver en el boceto, en un principio se pensó en un sistema de variación del ángulo de incidencia de la turbina Turgo, aspecto que se dejó de lado por la complejidad que

podría traer. No solo el hecho de diseñar y construir el sistema de variación de ángulo, que de por sí al estar la tobera unida a un sistema de tuberías implicaba la integración de algún tipo de unión flexible en forma de manguera. La unión flexible del sistema de tuberías con la tobera se llevó a cabo en un principio, aunque tras unas pruebas se descartó por razones que se explican más adelante. Como decimos, además de diseñarlo habría que tener un sistema de medida muy exacto del ángulo, algo bastante complejo si se pretendían obtener mediciones fiables. Finalmente en la instalación se consiguió un poco de flexibilidad a la hora de alinear y variar en ángulo de incidencia de la tobera, aspecto que se verá mejor cuando hayamos presentado la instalación completa, pero que adelantamos que no es lo riguroso que debería ser.

En el boceto aparece dibujado como tapa de la cúpula una chapa gruesa que además se pensaba que iba a ser el soporte del alternador, finalmente se descartó esta posibilidad por temas de peso y seguridad del alternador, y se decidió que este estaría finalmente anclado en su propia estructura.

En un principio cada turbina iba a ser colocada de distinta manera, es decir, la Turgo posicionada horizontalmente y la Pelton posicionada verticalmente (hablando del plano diametral de cada turbina). Por simplicidad se decidió que ambas turbinas fueran horizontales, ya que de esta manera evitamos tener dos sistemas de soportes distintos para el alternador en las distintas posiciones, y la turbina Pelton permite el funcionamiento en ambas posiciones.

Como se comenta en el apartado de teoría, la turbina Turgo debe tener un ángulo de incidencia del chorro sobre sus palas que forme 20 grados con la horizontal, tan exactos como fuera posible. La turbina Pelton, en cambio, debía tener un impacto sobre las palas de forma tangencial a la circunferencia formada por la turbina.

Al tener dos inclinaciones distintas del inyector y para no tener que construir dos cúpulas distintas se decidió que dos de sus caras sirvieran para el ángulo de inyección de la Turgo y las dos restantes para la turbina Pelton, pudiendo cambiar la posición de la cúpula sobre la instalación cuando fuera necesario cambiar de turbina. Además el hecho de que cúpula y tobera estuvieran unidas daría rigidez y evitaría variaciones del ángulo de incidencia debido a vibraciones cuando la instalación estuviera en funcionamiento. Era interesante además, que las caras de la cúpula fueran transparentes a fin de poder alinear bien la turbina y para observar posible incidencias. Para la construcción de la cúpula se utilizó una placa de polipropileno, un material transparente, fácil de mecanizar y flexible, lo cual evitaría que se rajase debido a vibraciones o pequeños golpes. Era necesario también hacerlo por piezas fácilmente reparables o sustituibles en caso de rotura de alguna de sus caras sin que esto supusiera desechar por completo la cúpula, por lo que se descartó la idea de uniones entre caras permanentes con pegamento o silicona y se optó por uniones con tornillos y escuadras.

Para conseguir la inclinación de 20 grados de incidencia sobre la horizontal del chorro de agua sobre la Turgo se hicieron dos de sus caras con una inclinación de 20 grados sobre la vertical y las otras dos caras rectas, 90 grados de inclinación sobre la horizontal; quedando como se puede ver en los dibujos que siguen.

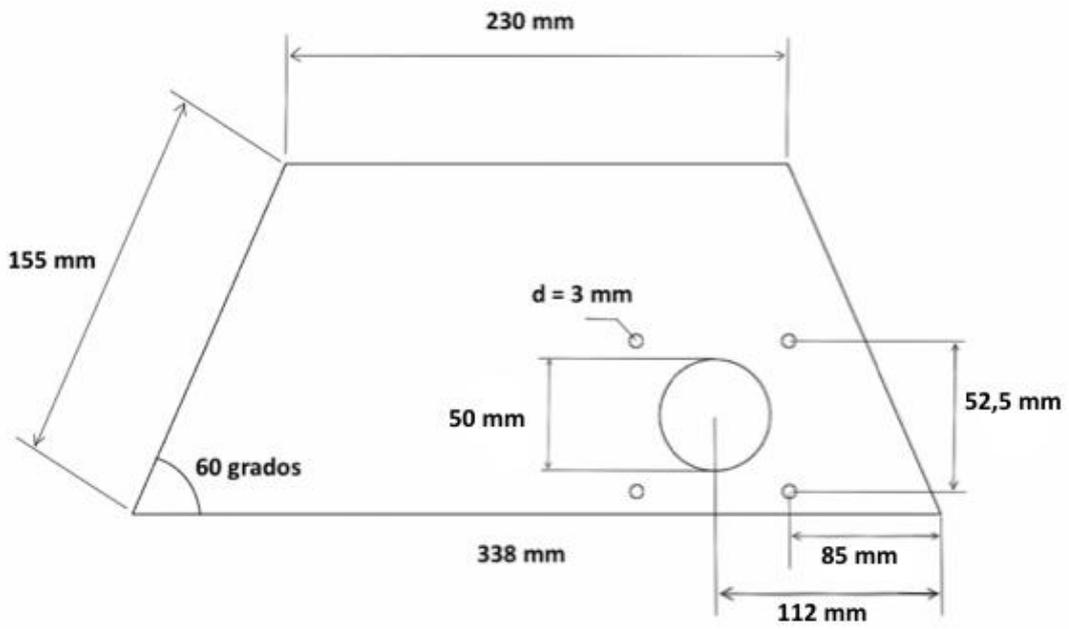


Figura 42. Lámina de la cara de apoyo de la turbina Pelton

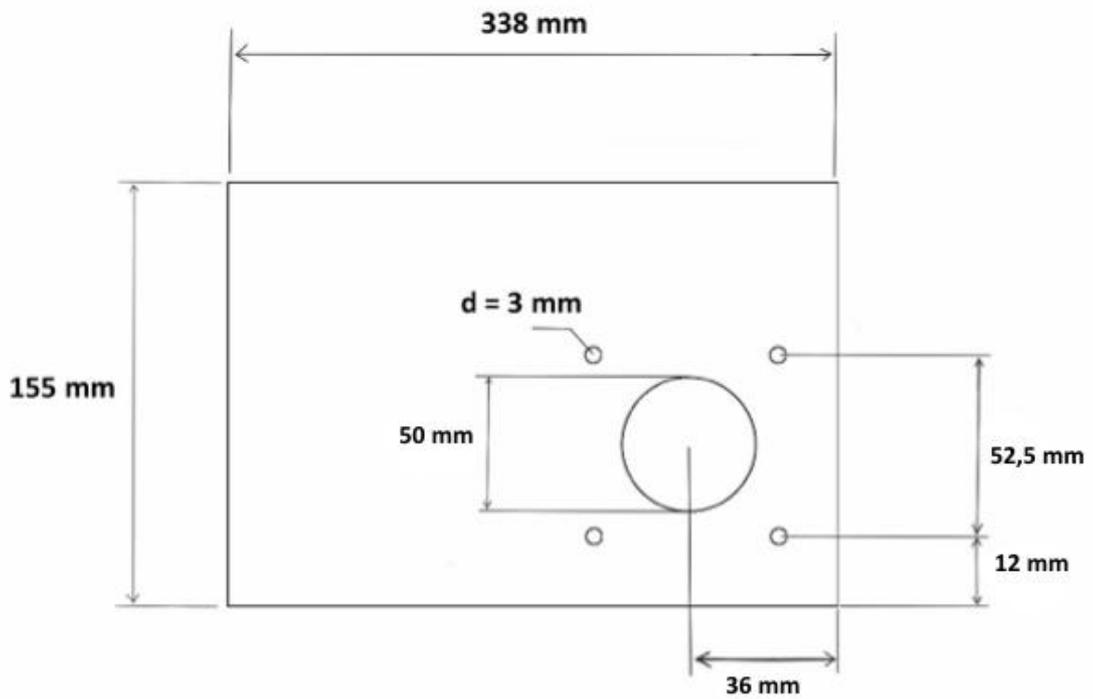


Figura 43. Lámina de la cara de apoyo de la turbina Turgo

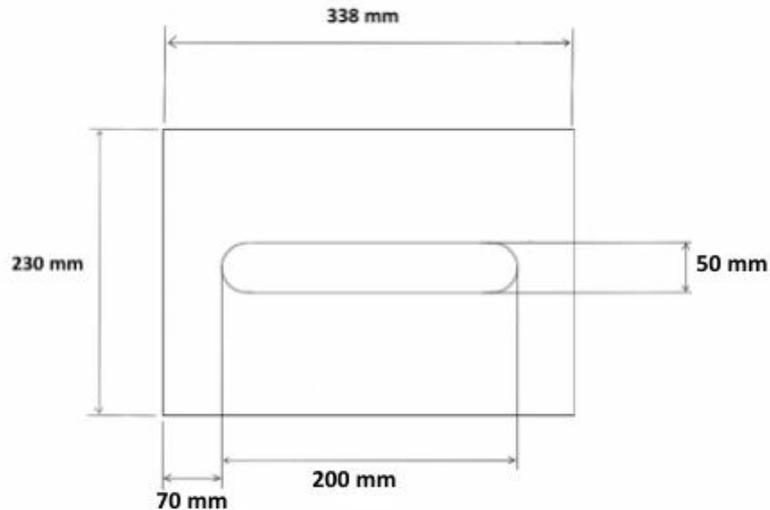


Figura 44. Lámina superior de cierre de la cúpula

En las imágenes anteriores pueden verse las diferentes piezas que conforman la cúpula, donde se detallan además los orificios de entrada de la tobera; tanto para la posición de la Turgo como para la Pelton, y la ranura en la lámina superior de la carcasa que permite el desplazamiento del alternador. Como se ha comentado se decidió que la unión entre las placas de la cúpula fuera reversible, es decir, evitar pegar unas con otras. Se decidió unir las caras usando unas pequeñas escuadras de aluminio unidas mediante tornillos a las caras de la cúpula (como podemos ver en la siguiente fotografía); de esta manera además se asegura que la cúpula no quede “descuadrada” una vez montada. En la zona inferior y centrada de sus caras se unieron también unas pequeñas pletinas para sujetar la cúpula atornillada al depósito.

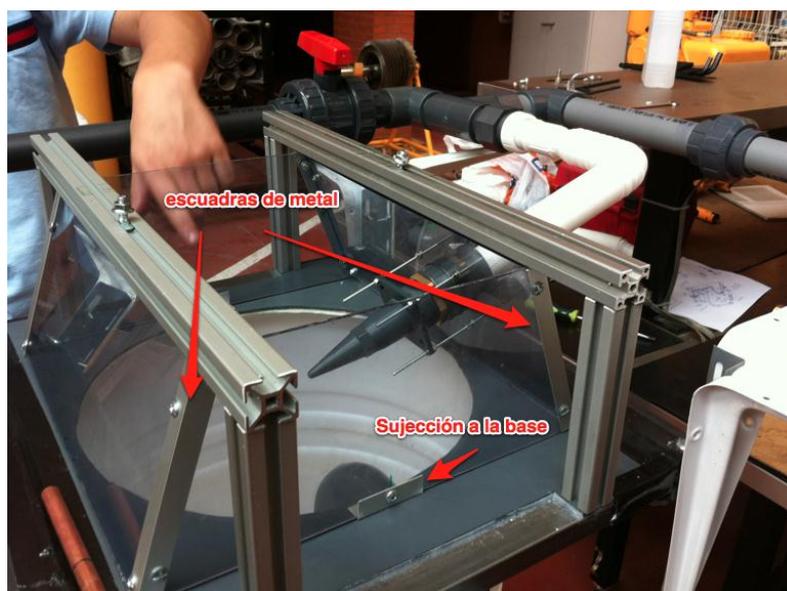


Figura 45. Imagen de la cúpula

En la fotografía anterior vemos la cúpula ya montada, aunque desprovista de la tapa superior. Podemos ver también las barras de NIKAI que sirven como soporte del alternador. Debido al peso del alternador se decide hacer un estructura independiente de la cúpula que soporte el alternador, para la cual se utilizan barras de NIKAI de aluminio provistas de unas correderas necesarias para poder modificar la posición de las sujeciones del alternador según fuera necesario. Gracias a estas correderas se puede fijar el alternador en cualquier posición a lo largo de las barras y además; gracias a las pletinas de hierro, también acercarlo más o menos al inyector colocado en una de las paredes.

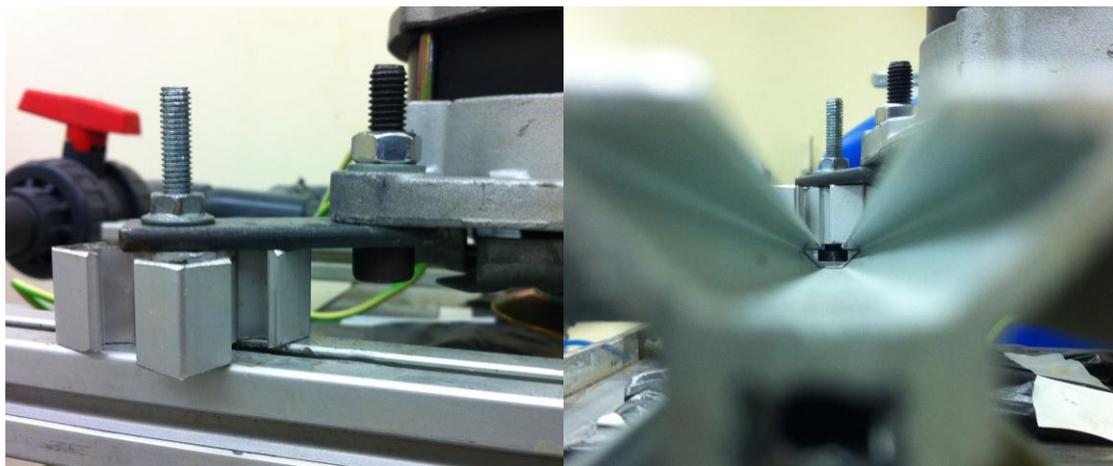


Figura 46. Fotografía de sujeciones del alternador

En la fotografía anterior izquierda vemos la pletina de hierro que sirve como sujeción del alternador a las barras de aluminio, en esta fotografía en concreto estaba montada la turbina Pelton que necesita mayor altura que la Turgo debido a la posición del inyector y por esa razón tiene ese pequeño calzo de aluminio que en la Turgo no es necesario y la pletina queda directamente atornillada a la barra. En la fotografía derecha vemos como está amarrada la pletina a la corredera de la barra de aluminio.

Estas barras de NIKAI esta sujetas a las barras metálicas que hacen de soporte para la cúpula de la estructura mediante tornillos allen de 7 cm de largo y roscados a las barras, por lo que las barras soportan perfectamente el peso del alternador y las muchas vibraciones debidas al funcionamiento de la instalación sin peligro alguno.

4.1.5 EJE TURBINA - ALTERNADOR

Uno de los principales problemas con los que nos encontramos fue el acoplamiento de turbina y alternador. Como se explicó anteriormente el alternador viene preparado para ser acoplado mediante polea y nuestra idea era utilizar un eje por parecer más complejo el diseño de un sistema de poleas, que además, debía ser intercambiable para ambas turbinas.

El eje debe ser lo más corto y ancho posible para asegurar un buen giro de la turbina, ya que si utilizamos un eje largo o de poco diámetro es muy probable que el eje acabe “viciado” hacia un lado y esto provoque un mal giro de la turbina. Por tanto, para asegurar un eje recto decidimos utilizar como material una barra de aluminio, de diámetro 25 mm, y que tendríamos que mecanizar para poder acoplarla al alternador y a la turbina.

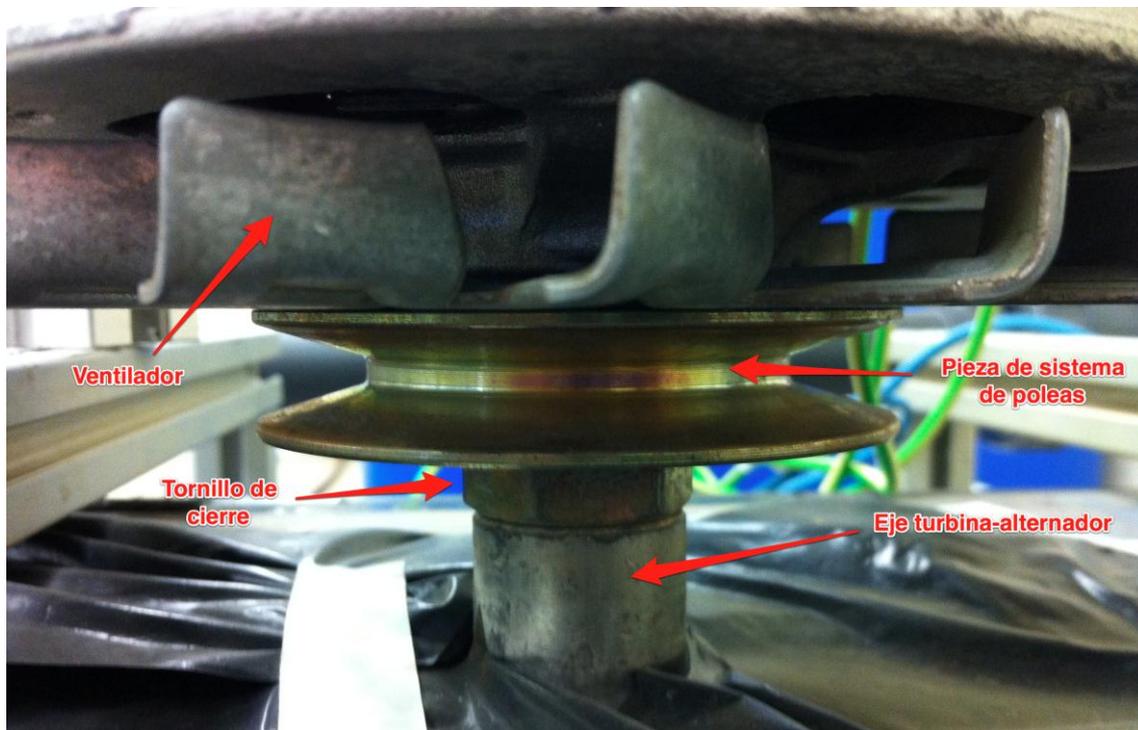


Figura 47. Piezas sobre el eje del alternador

El alternador tiene un eje bastante corto, y que como vemos en la imagen tiene acoplados el ventilador, la pieza donde va la correa del sistema de poleas y un tornillo para cerrarlo todo tras el cual queda un pequeño sobrante de rosca donde va roscado el eje como se explica a continuación. La opción de soldar el eje de aluminio al alternador quedó automáticamente descartada por la dificultad que conlleva soldar una pieza perfectamente alineada al rotor del alternador, a parte del hecho de soldar materiales de distinto tipo. La opción restante era entonces unir nuestro eje de aluminio al alternador mediante esa rosca que tenía en su extremo el rotor y que se utilizaba para fijar el ventilador y la pieza de la polea con la tuerca. Para el acoplamiento con la turbina usamos como referencia la Turgo, ya que el rodete de mi

turbina Pelton podría diseñarse posteriormente para utilizar el mismo eje. La turbina Turgo tiene el rodete que vemos en la siguiente imagen, en la que se observan tres orificios de 5 mm de diámetro distribuidos simétricamente por todo el diámetro y acompañados de un agujero en el centro de 13 mm de diámetro. El agujero del centro no presenta rosca y se decidió no mecanizar el rodete de la turbina para hacerle un roscado, así pues la otra opción era utilizar esos tres orificios de 5 mm para unir la turbina al eje.



Figura 48. Fotografía del rodete Turgo

El diámetro donde estaban los agujeros era mayor que el diámetro del eje de aluminio que teníamos, por lo que lo que decidimos hacer un segunda pieza en forma de disco, muy similar al rodete de la Turgo, pero que tuviese en el centro una rosca con la que acoplarla al eje por un lado y 3 agujeros iguales que los del rodete para poder acoplarlo a la turbina mediante tornillos. De esta manera conseguimos una unión firme de la turbina y el eje, punto donde se iban a soportar los mayores esfuerzos. Como el eje iba unido mediante roscas tanto al rotor del alternador como a la turbina mediante la pieza de unión, los roscados se mecanizaron de formar que las piezas roscan en el mismo sentido de giro de la turbina para evitar que estas se desenroscaran cuando la turbina estuviera girando.

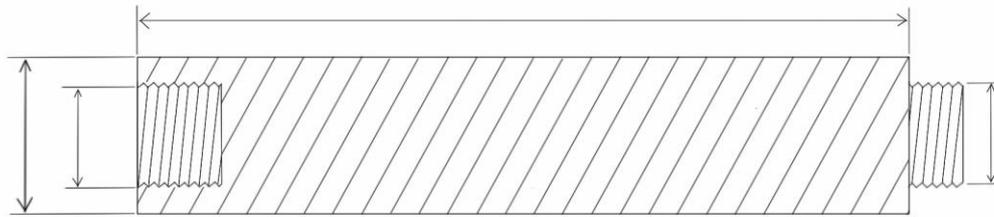


Figura 49. Dibujo del eje de unión entre turbina y alternador

En la imagen anterior se muestra el dibujo del eje. La turbina queda unida a la pieza de cobre mediante tres tornillos allen de 5 mm de diámetro y 40 mm de largo, y la turbina a su vez queda roscada con el eje.

El otro extremo del eje se rosca con el rotor del alternador junto con el ventilador, la pieza de la polea y la tuerca de manera que todo queda bien sujeto. Se puede prescindir de ambas piezas, pero se ha decidido dejarlas para que sirvan como pantalla frente a posibles salpicaduras sobre el alternador cuando la turbina éste en funcionamiento.

4.1.6 TUBERÍAS Y VÁLVULAS

En la instalación ha sido necesaria la inclusión de válvulas que permitieran un control tanto de caudal como un control de la presión o el punto de trabajo de la bomba. Para este fin se han usado las siguientes válvulas:

- **Válvula de tres vías**

Para controlar el flujo de agua se decide incorporar una válvula de tres vías, que permite en cualquier momento variar la dirección del flujo de agua, bien dirigiéndolo en su totalidad hacia la tobera o bien una recirculación total o parcial hacia el depósito.

En la fotografía de la instalación que se muestra al inicio del apartado 4 puede verse la válvula ya montada en el circuito, en la que se aprecian las 3 conexiones con tuberías que posee, donde una es la que llega desde la boca de impulsión de la bomba, otra la que recircule al depósito y la restante conecta con el tramo de tubería de la tobera. La válvula posee una palanca de cuya posición depende la dirección del flujo y que como vemos en la siguiente imagen, muestra en su palanca una indicación de la dirección del flujo que tendremos según la posición de la palanca.

Esta palanca, que posee un giro de 360 grados, permite cualquier combinación de cierre y/o apertura de las tres vías que posee, de manera que permite en nuestra instalación, recircular totalmente el flujo de impulsión de la bomba hacia el depósito, hacer que este circule totalmente hacia la tobera sin recircular al depósito o por último realizar simultáneamente la recirculación al depósito y a la tobera; siendo ésta última operación la que permite realizar un control del caudal en la tobera de la instalación.



Figura 50. Detalle de la válvula de tres vías

La válvula, como vemos en la imagen anterior (Figura 50), muestra en su palanca una indicación de la dirección del flujo que tendremos según la posición de la palanca. Al tener como misión el control de flujo la válvula debe ir colocada inmediatamente después de la válvula encargada del control de la presión.

Si bien, este tipo de válvulas están más indicadas para un desvío total del flujo y no para realizarlo de manera parcial debido a la gran variación de caudal que supone una pequeña variación de la posición de la palanca, lo que hace bastante complicado intentar ajustar el caudal de la instalación en un punto determinado.

- **Válvula de compuerta**

Ahora que hemos detallado la válvula encargada del control de caudal pasamos a describir la válvula más importante de la instalación, la válvula encargada del control de presión en la entrada de la tobera.

Como se cita en la base teórica, existen multitud de tipos constructivos de válvulas de presión, cada uno con sus ventajas e inconvenientes. Para la instalación se escoge nuestra válvula debido a que estaba disponible en los talleres de la Universidad Carlos III y era válida para el uso al que se destinaría en la instalación.

La llave escogida es una válvula de compuerta de cuerpo de bronce PN16, diámetro interior de 1 pulgada y extremos hembra roscados de 1 pulgada, que aparece en la siguiente imagen.

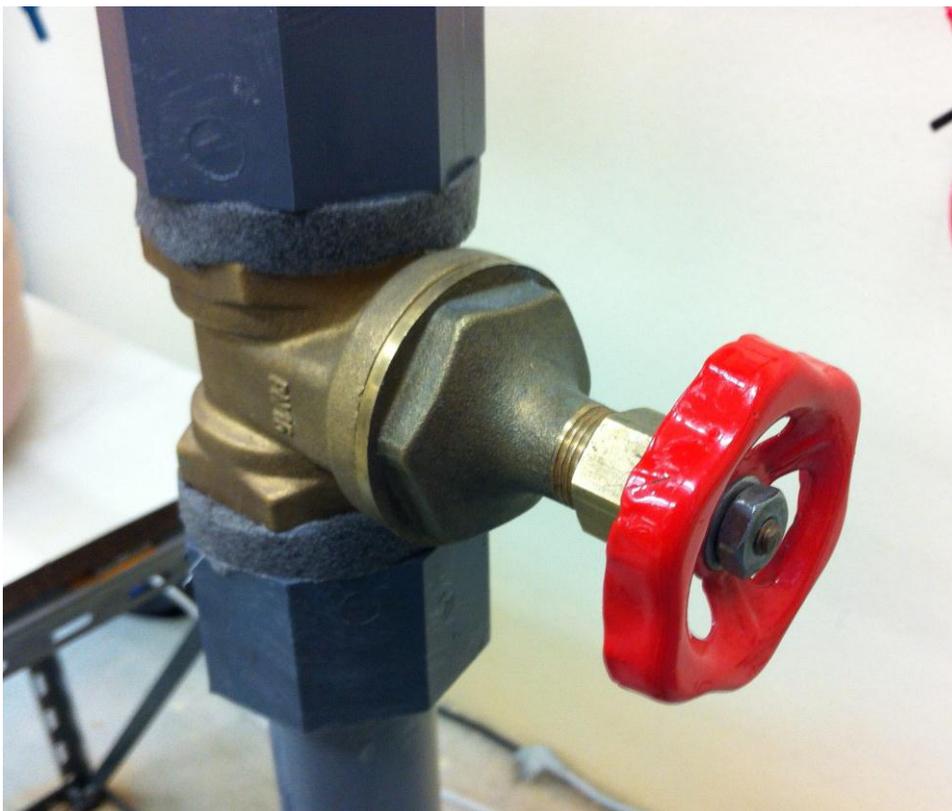


Figura 51. Válvula de compuerta

Básicamente esta válvula realiza un control de presión por estrangulamiento del flujo, es decir, disminuye el área de paso del flujo, lo cual crea una pérdida de presión considerable en la instalación y marca el punto de trabajo de la bomba. Tal y como aparece reflejado en el

apartado 3 Base teórica de este documento, este tipo de válvulas de compuerta no son las más indicadas para realizar un control de presión en el sistema debido al desgaste que supone el estrangulamiento en la cuña de la compuerta; aunque durante los experimentos realizados con la instalación la válvula no ha supuesto ningún problema y por este motivo no se planteó cambiarla por otro tipo de válvula.

La manilla roja de la válvula acciona la compuerta en forma de cuña en su interior, de manera que un giro horario mueve la cuña provocando un cierre del paso de la tubería, y un movimiento anti-horario la operación contraria. Podemos apreciar esta operación en las imágenes que se muestran a continuación, donde en la imagen más a la izquierda la compuerta obstruye totalmente el flujo en la tubería mientras que en las dos restantes la compuerta permite cada vez una mayor área de paso del flujo.



Figura 52. Diferentes posiciones de la válvula de compuerta donde se aprecia el estrechamiento del área de paso.

Como se muestra en la base teórica de pérdidas localizadas, una contracción brusca de la vena líquida crea una pérdida de presión considerable y que es directamente proporcional al cociente de las áreas de entrada y salida, como recordamos de las siguientes expresiones.

$$K_C \approx 0,42 \left(1 - d^2/D^2\right)$$

$$h_{Vc} = K_C \left(\frac{V_2^2}{2g}\right) [m]$$

Es por esto que en el apartado de pérdidas se comenta que la válvula de presión no tiene una pérdida de presión fija, sino que esta varía en función del estrangulamiento de la compuerta y por tanto de esa relación de áreas que aparece en la expresión de K_C .

La bomba utilizada en nuestra instalación es una bomba centrífuga; este tipo de bombas se caracterizan por que la altura disminuye al aumentar el caudal, tal y como se puede ver en la

curva H-Q de la bomba. Esto implica que si necesitamos elevar caudal a una altura grande, la bomba impulsa un caudal bajo, mientras que si necesitamos que se eleve agua a una altura pequeña la bomba permite impulsar un mayor caudal.

Por esta razón, mediante la válvula de compuerta, se introduce un pérdida de presión en el sistema muy grande (que a fin de cuentas es como hablar de una altura en metros), pérdida que la bomba tendrá que vencer para impulsar el agua, de modo que si esta pérdida es elevada exigimos a la bomba que impulse agua a una altura considerable y por tanto obtendremos un caudal bajo. Si una vez introducida esta pérdida, giramos la llave para que la compuerta interior de la válvula retroceda, estaremos aumentado el área de paso del fluido en ese punto y por tanto disminuyendo la pérdida de presión, y de nuevo exigiendo a la bomba una altura de impulsión menor, lo que dará lugar a un caudal de impulsión mayor.

Por esta razón y como se muestra en la imagen siguiente, la válvula de presión debe posicionarse antes de la válvula de tres vías, ya que colocarla antes implicaría que no se podría regular el caudal de agua en la recirculación, algo importante en la instalación.

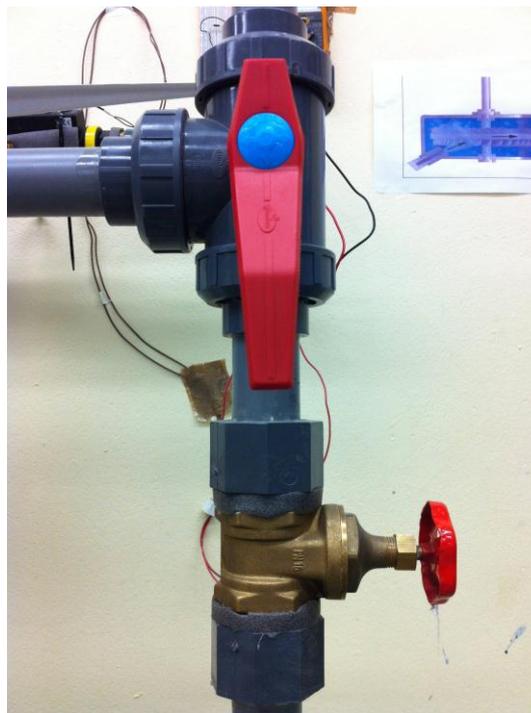


Figura 53. Válvulas montadas en las instalación

Explicaremos el método de variación de flujo y presión en apartados posteriores, cuando se haya descrito por completo el diseño de la instalación.

SISTEMA DE TUBERÍAS

Una vez hemos descrito la estructura, depósito y cúpula del alternador solo resta para terminar la instalación el sistema de tuberías.

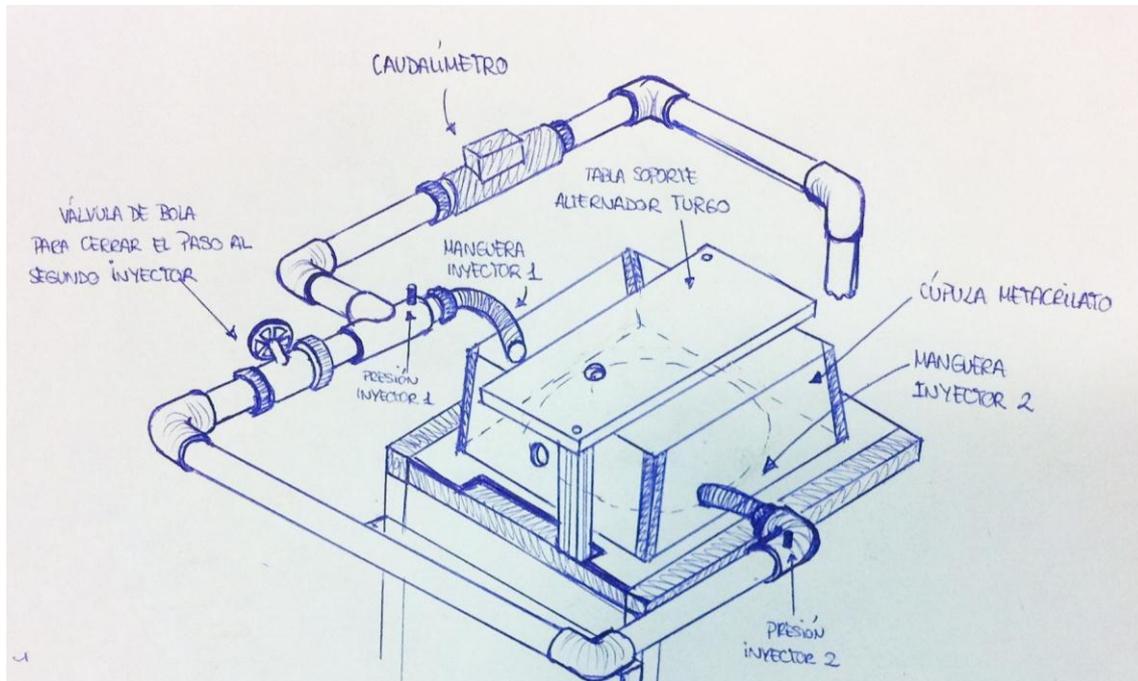


Figura 54. Diseño inicial del sistema de tuberías

En la imagen anterior podemos ver la primera idea que se tuvo acerca del sistema de tuberías, donde podemos ver como seguido de la válvula de tres vías la tubería rodea la instalación hasta llegar a la cúpula. Podemos ver que el caudalímetro debe ir colocado después de la válvula de presión, pues el caudal que se pretende medir es el de entrada a la tobera. Debido a que la bomba posee bastante capacidad de mover caudal se decide dejar abierta la posibilidad del uso de un segundo inyector para lo cual tras el primer inyector se acoplaría una válvula de cierre para dejar o no paso a esa segunda rama de tubería que lleve al segundo inyector. Tras esta primera idea pasamos a explicar cómo quedó finalmente la instalación.

La bomba utilizada en nuestra instalación aporta unas presiones máximas de 5,6 bares (manométricos) por lo que las tuberías deben dimensionarse para soportar mínimo estas presiones. Respecto al diámetro de la tubería se decidió que fueran del diámetro directamente superior a la boca de impulsión de la bomba de 32 mm, ya que como se ha comentado anteriormente no podían ser menores, por tanto para el sistema de tuberías de la instalación se escogen tubos de PVC PN16 de 40 mm de diámetro. Sería necesario una reducción de diámetro en ciertos puntos de la instalación para acoplar la válvula de compuerta (1 pulgada de diámetro), el caudalímetro (1 pulgada de diámetro) y la tobera.

Comenzando por la conexión inferior del depósito con la bomba, este tramo debía poseer el sistema de purga del agua del depósito, para lo que opto simplemente por intercalar en la

parte más baja del tramo de tubería una conexión en T en la que se acopla en unos de los extremos una pequeña llave de cierre que abriese o cerrase el desagüe y que se muestra a continuación. Además en este tramo, al estar conectado con la boca de aspiración de la bomba, había que incluir una toma para sensores de presión. Esta toma se conecta a la tubería mediante una rosca de 3 mm de diámetro y que se muestra también en la imagen siguiente.



Figura 55. Sistema de purga del depósito y toma de presión en la boca de aspiración de la bomba

Como vemos este tramo de tubería muere en la boca de aspiración de la bomba a la que conecta mediante un empalme roscado de 32 mm en su extremo, al que se le aplica teflón para asegurar la perfecta estanqueidad de esta conexión y que no se produzcan fugas.

El siguiente tramo de tubería contiene las válvulas de control de caudal y presión del sistema y que pueden verse en la Figura 34. Para la válvula de tres vías no se hizo necesario el uso de empalmes puesto que ésta viene preparada para la conexión directa con tuberías de PVC de 40 mm de diámetro por una lado y por el otro se rosca directamente al cuerpo de la válvula, cuerpo que puede desmontarse si es necesario y/o simplemente desmontar una de sus conexiones.

La válvula de compuerta poseen hembras roscadas de 1 pulgada de diámetro a modo de conexión para tuberías, por lo que se hizo necesario el uso de un empalme de cobre para acoplarlo a las tuberías.

Tras el codo después de la válvula de tres vías el sistema de tuberías pasar a ser horizontal y rodear la instalación con el fin de hacerla lo más reducida posible. En este tramo es donde encontramos el caudalímetro de la instalación y al final de ésta la conexión con la tobera anclada en la cúpula.

El caudalímetro al igual que la válvula de compuerta posee conexiones hembra de 1 pulgada por lo que se hizo necesario el uso de empalmes similares a los utilizados con la válvula de compuerta. Tras el caudalímetro la tubería se divide en dos tramos mediante una conexión en T, uno de los tramos conecta directo con el inyector en la cúpula mientras que el otro rodea la cúpula por el lado opuesto con el objetivo de colocar un segundo inyector si se hiciera necesario.

La tobera posee en su extremo de conexión una rosca hembra de 1 pulgada cuya conexión con la tubería se hizo mediante el uso de empalmes. Al tener una sola tobera compartida entre ambas turbinas con diferentes ángulos de ataque respectivamente, era preciso realizar dos tramos diferentes de tubería de conexión con la tobera a partir del empalme roscado que sigue a la conexión en T que vemos en la fotografía siguiente.

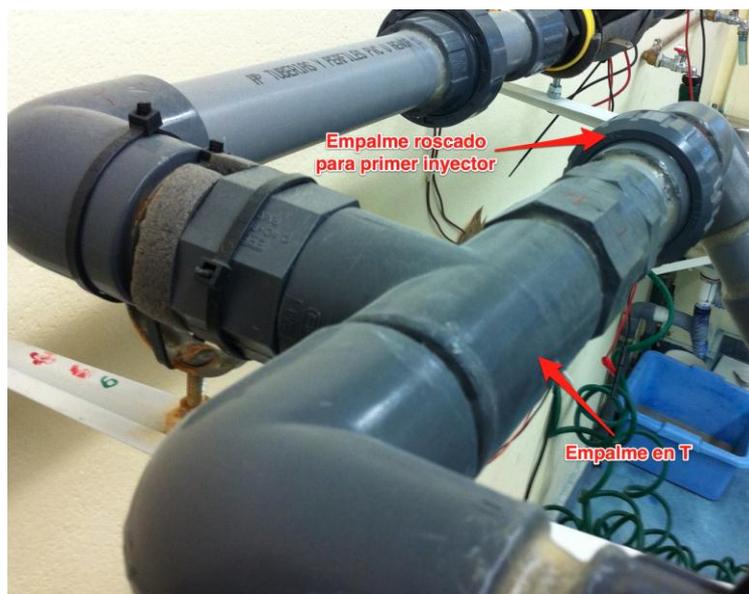


Figura 56. Imagen de la conexión en T

Para el caso de la turbina Turgo el inyector está anclado a la cúpula con 20 grados de inclinación respecto a la horizontal y el último tramo de tubería al que debe ir agarrado es horizontal, por lo que la conexión se realiza como aparece en la siguiente foto.

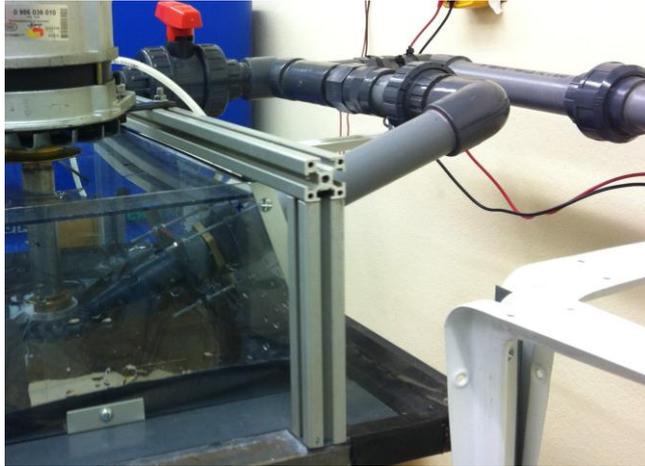


Figura 57. Fotografía de la conexión para el montaje de la turbina Turgo

Como vemos en la imagen la inclinación de 20 grados sobre la horizontal se consigue gracias a un empalme roscado al que se rosca el tramo de tubería con un codo que vemos en la fotografía. Este empalme roscado permite, al igual que ocurre en la válvula de tres vías, desmontarlo cuando queramos cambiar de turbina. Como dijimos en apartados anteriores la tobera puede variar un poco el grado de ataque puesto que la conexión en T es roscada y permite un cierto movimiento que hace elevarse unos milímetros la tubería de conexión, lo que provoca esa pequeña variación de unos grados la inclinación del inyector Turgo.

En el caso de la turbina Pelton la tobera entra sin inclinación por lo que para vencer la diferencia de alturas entre el empalme y la tobera se utiliza la conexión usando un codo de 45 grados extra (el cual aparece reflejado en los cálculos de pérdidas) que aparece en la imagen a continuación.



Figura 58. Fotografía de la conexión para el montaje de la turbina Pelton

4.1.7 TURBINAS

CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA TURGO Y DEL INYECTOR

A continuación vamos a hacer una breve descripción de la turbina Turgo y su tobera. Como se ha comentado, la turbina Turgo pertenece en mayor grado al proyecto de *Alberto Gregoris Braña*, pero es necesario describir algunos aspectos que han influido en el diseño de la instalación.

TURBINA TURGO

Modelo de turbina Turgo: AG-T-11 (AG-TS)

Características constructivas

- Compuesta de 22 palas de tamaño reducido y válidas para un diámetro del chorro de agua de hasta 11 mm.
- Diámetro hidráulico = 70 mm
- Diámetro exterior = 95 mm
- Potencia máxima permitida por la rueda AG-TS-11, aproximadamente 450 W



Figura 59. Imagen de turbina Turgo

- **Tobera**

Veamos ahora las características de la tobera, que ha sido utilizada indistintamente para ambas turbinas, Turgo y Pelton.

Modelo de tobera: AG-D-1Z

Características constructivas

- Rango de apertura entre 5 y 15 mm (en la figura 4,4 mm mínimo)
- Soporta 75 metros de caída neta

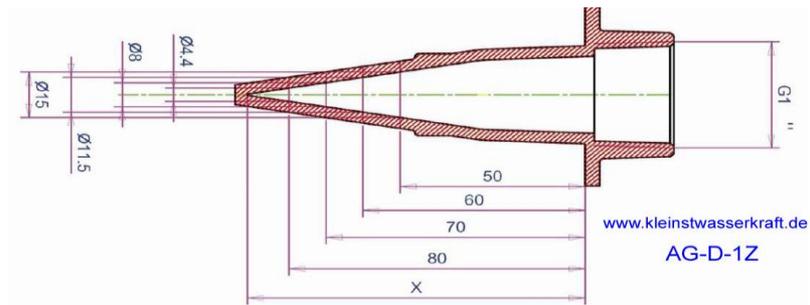


Figura 60. Detalle de la tobera seccionada

En la imagen anterior se muestra la longitud del inyector en función de la apertura que queramos a la salida, es decir, cuanto debemos de cortar para conseguir cierta apertura.

TURBINA PELTON

Todo lo que engloba este proyecto está pensado desde el punto de vista de las tecnologías apropiadas y la generación de energía mediante recursos hídricos en zonas de escasos recursos económicos; es por esto que, cuando trabajábamos en la instalación se plantea la idea de comparar la turbina Turgo (Proyecto de Alberto Gregoris Braña), adquirida a un fabricante de turbinas, con un turbina Pelton fabricada manualmente.

El hecho de fabricar un turbina Pelton de manera artesanal nos permitiría estudiar el comportamiento antes las mismas condiciones de dos tipos de tecnologías de turbinas diferentes, y además, evaluar el rendimiento coste-beneficio entre de cada una de las turbinas.

Ya que lo que se pretendía era comparar las dos tecnologías de turbina, Turgo y Pelton, cuánto más se asemejara nuestra turbina casera a una turbina Pelton real y de fábrica mejores conclusiones podrían obtenerse. Por tanto, el primer paso para comenzar a diseñar nuestra turbina era documentarse acerca de los parámetros constructivos de las turbinas Pelton; aspectos que se detallan en el apartado teórico X.

Además, aparte de los parámetros técnicos de la turbina, su construcción debía cumplir ciertos requisitos importantes cuando tratamos con tecnologías apropiadas, y que como veremos, priman sobre las imposiciones técnicas.

Requisitos para fabricar la turbina Pelton

Al tratarse de una turbina que sería utilizada en entornos rurales de zonas desabastecidas de escasos recursos económicos, lo más importante es que fuera barata. Los posibles costes de fabricación de la turbina podemos suponer que derivan de tres factores; la mano de obra, costes de material y costes de herramientas de fabricación, y por otro una vez fabricada debemos tomar en cuenta los costes de mantenimiento.

- Mano de obra

Aunque podemos suponer que no tendremos costes de mano de obra; al menos en lo que se refiere a pagar por que nos hagan la turbina y no al tiempo invertido en hacerla nosotros mismos, sí que tendríamos que intentar que la fabricación sea lo menos compleja posible, para que cualquier persona sin conocimientos pueda fabricar una.

- Materiales

En cuanto a los materiales de fabricación claramente debían usarse materiales lo más barato posible e incluso si es posible que fueran materiales reciclados o reutilizados. A parte de ser baratos, en la medida de lo posible deben ser materiales o piezas fáciles de conseguir en este tipo de entornos, es decir, de poco vale que sea barato y fácil de encontrar en nuestro país si luego donde se va a utilizar la turbina es una material difícil de encontrar o tiene un elevado coste. Además de buscar materiales o piezas baratas tenemos que mantener un cierto

equilibrio con la resistencia de estos materiales, ya que la turbina va a estar sometida a fuerzas que debemos tener en cuenta, y de nada valdrá fabricar una turbina barata que acabe por romperse nada más instalarla.

- Herramientas

La misma lógica que con los materiales de construcción podemos aplicar con las herramientas. Para la construcción de la turbina hemos de intentar que sean necesarias herramientas de uso sencillo, fácil de encontrar en el entorno donde nos encontremos y, como siempre, baratas.

- Mantenimiento

Cuando hablamos de reparar la turbina tenemos que plantearnos que la turbina debe ser fácilmente reparable, con una reparación que suponga un bajo coste y además que lleve poco tiempo realizar la reparación, aunque esto suponga que la turbina necesite ser reparada con mayor frecuencia. Por ejemplo, supongamos que diseñamos una turbina que tenga muy buen funcionamiento y que además no haga falta repararla muy a menudo, pero que cuando llegado ese momento la reparación sea costosa, compleja y lleve mucho tiempo; entonces tendremos un problema de desabastecimiento porque la turbina está reparándose y además el hecho de repararla no supone un coste que probablemente sea inadmisibile, aunque suceda cada bastante tiempo. Claro está, tampoco es solución tener una turbina con una reparación rápida y barata si esta falla demasiado a menudo, porque el coste acumulado de tiempo y dinero puede ser igual que en supuesto anterior. Es necesario por tanto encontrar un punto de inflexión en este sentido, diseñar una turbina que aguante lo suficiente y que sea fácil y barata de reparar.

Restricciones de la instalación

Hasta aquí hemos descrito los requisitos que se nos plantea para el diseño de la turbina el hecho de que vaya a ser utilizada en un entorno desfavorable, pero también debemos diseñarla para que pueda ser utilizada en nuestra instalación, a fin de valorar la viabilidad de ésta turbina en las mismas condiciones que la Turgo. Esto supone que como mencionamos en el apartado del eje del alternador, habría que diseñar un rodete que acoplara con la pieza utilizada para la turbina Turgo. Otro punto a tener en cuenta de la instalación que en cierta manera interfería en el diseño de la Pelton era el tamaño de la cúpula, que había sido diseñada en un principio para la Turgo, por lo que la turbina no debía exceder demasiado en tamaño a la Turgo. Si sumamos a esto que la posición del inyector en el caso de la Pelton invadía en mayor medida el interior de la cúpula, la turbina debía ajustarse más hacia uno de los lados en vez de centrada como el caso de la Turgo, lo que provocaría en caso de ser el rodete demasiado grande que el agua desviada por la turbina la acabara entorpeciendo el giro.

Lo más significativo de las Pelton es su peculiar forma de cazoletas de “doble cuchara”, por lo que para asemejar lo máximo posible la turbina a una Pelton había que diseñar unas palas con esa forma mientras fuera posible. Como se describe en el apartado teórico sobre las turbinas

Pelton las cucharas tienen un rango de proporciones estipuladas en función del diámetro del inyector.

El diámetro de nuestro inyector iba ser variable durante los experimentos que componen el proyecto. El diámetro con el que comenzaríamos era de 4,5 mm y se tenía previsto aumentar al menos dos veces el diámetro de salida, aumentándolo 1 mm por experimento, hasta llegar a los 6,5 mm. Basándonos en esos 6,5 mm de diámetro las proporciones de la cazoleta serían:

$$\textit{Profundidad de la cazoleta } A = (0,8\sim 1)d = 5,2 \sim 6,5 \textit{ mm}$$

$$\textit{Largo de la cazoleta } B = (2,25\sim 2,8)d = 14,625 \sim 18,2 \textit{ mm}$$

$$\textit{Diámetro de la mella de la cazoleta } C = (1,2\sim 1,5)d = 7,8 \sim 8,125 \textit{ mm}$$

$$\textit{Ancho de la cazoleta } D = (2,6\sim 3)d = 16,9 \sim 19,5 \textit{ mm}$$

Se ha intentado cumplir en la medida de lo posible estas proporciones; aunque no ha sido del todo posible, a continuación se detalla el proceso de construcción de las cazoletas y el rodete de la turbina Pelton.

Cazoletas de la turbina Pelton

A partir de un tubo de PVC PN16 de 25mm de diámetro exterior se fabrica la cazoleta como se detalla a continuación:

- Se realiza utilizando un fresado de 2 mm de profundidad y 25 mm de largo sobre el diámetro del tubo, dejando sin mecanizar 20 mm, así en series sucesivas a lo largo de la tubería, como se muestra en la imagen siguiente.

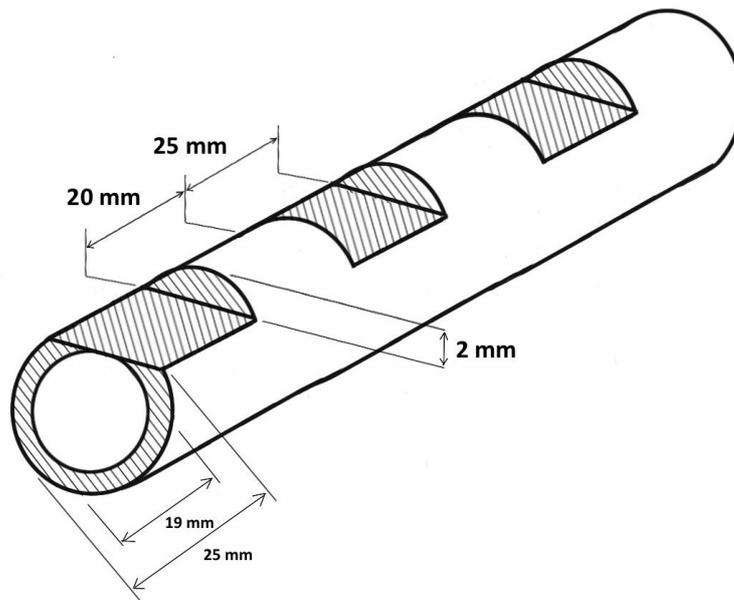


Figura 61. Primera paso en la construcción de las cazoletas

Como las paredes de la tubería tienen un grosor aproximado de 3 mm se aplanan la superficie una profundidad de 2 mm para que ese milímetro restante sirva de superficie de unión de las dos partes de la pala, como se ve en los siguientes pasos.

- En el siguiente paso se realizan cortes transversales en los inicios de las zonas limadas mediante fresado, quedando tras estos cortes la siguiente pieza.

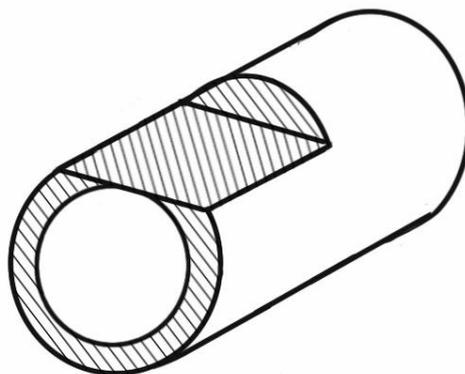


Figura 62. Pieza inicial de las cazoletas

- Una vez obtenemos la pieza anterior, se realiza dos cortes más como se muestra en la imagen siguiente.

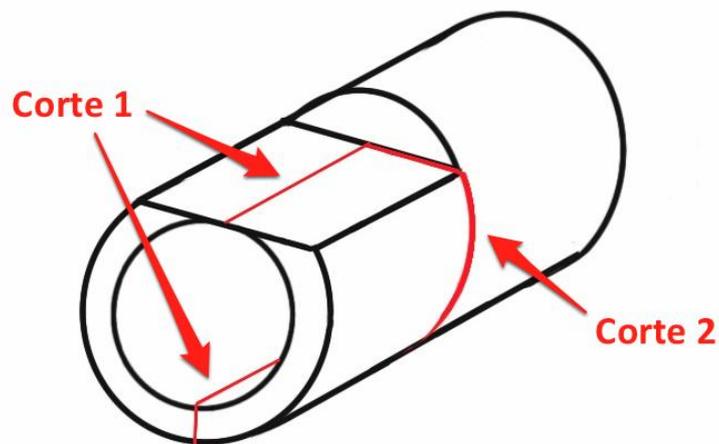


Figura 63. Cortes en la pieza principal

El corte 1 se realiza cortando simétricamente la tubería a lo largo hasta llegar a la zona sin mecanizar, y desde ese punto el corte 2 de manera transversal al turbo. Del resultado de estos cortes obtenemos las dos piezas que formarán la cazoleta de nuestra turbina, como se muestra a continuación.

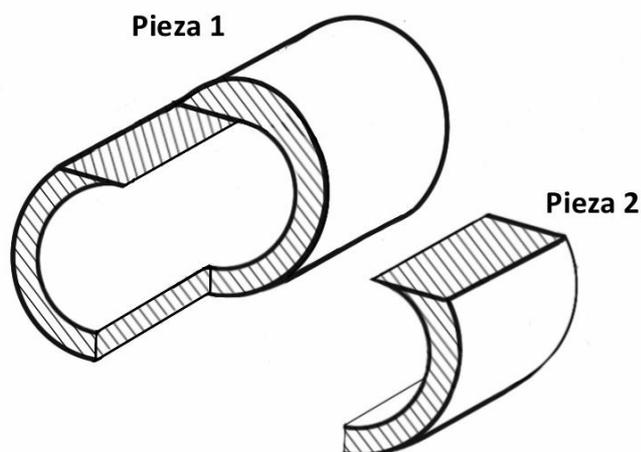


Figura 64. Despiece de la cazoleta de la turbina

- Estas dos piezas obtenidas forman la pala de la turbina, uniéndolas como se muestra en la imagen que sigue a esta explicación. La unión de ambas piezas se realiza por la parte fresada, a las que previamente se le realiza una limpieza de impurezas mediante un lijado con lija fina (aunque el acabado del fresado es muy bueno y no se antoja

necesario lijar) para después aplicar el limpiador de PVC que facilitará que la operación de pegado se realice sin problemas.

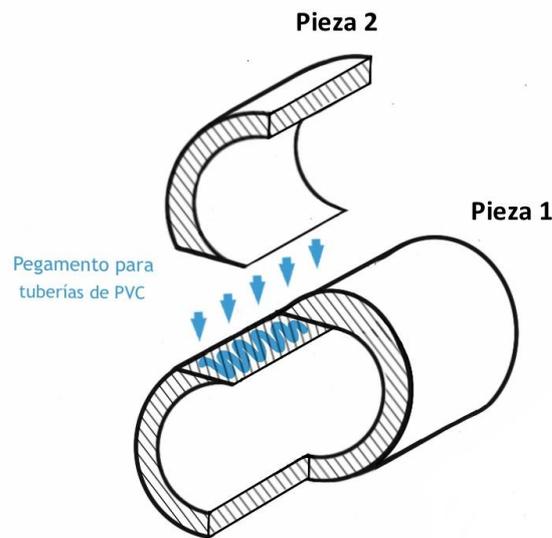


Figura 65. Pegado de piezas de la cazoleta

Una vez hemos limpiado ambas juntas se procede a soldarlas mediante el pegamento para tuberías de PVC aplicando una cantidad moderada pero suficiente y apretando la unión durante unos minutos hasta que ésta se haya fijado de manera consistente. Como vemos en la imagen siguiente obtenemos lo que será la cazoleta de nuestra turbina.

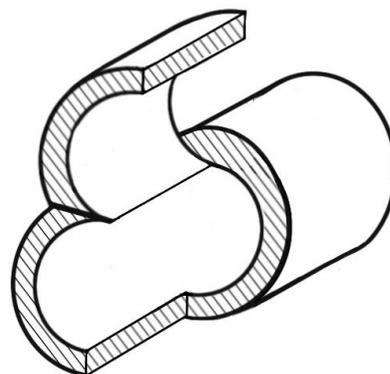


Figura 66. Cazoleta pegada

Para evitar en la medida de lo posible roturas de las palas por efecto del choque con el agua, se suelda en su parte posterior y entre las palas un pequeño refuerzo. Este refuerzo es una pieza de PVC rectangular de largo 25 mm y base rectangular de 4x4 mm de forma que acopla con la parte trasera de la turbina como vemos en el dibujo.

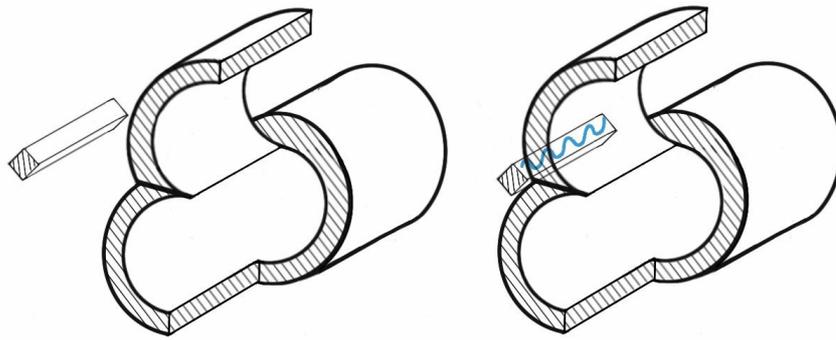


Figura 67. Unión de pieza de refuerzo

- Como se explica en el apartado teórico de las Pelton, sus palas poseen una pequeña mella en sus extremos que impiden que las palas obstruyan el flujo de agua a las siguientes cuando la turbina se encuentra girando, el diámetro de esta mella debía ser $7,8 \sim 8,125 \text{ mm}$. Usando una lija cuadrada puede realizarse esta operación y abrir esa mella en el extremo de la pala. Es por esto que la mella que tendría la pala sería al menos de 8 mm de ancho y 5 mm de profundidad. En la imagen que sigue podemos ver el dibujo de la cazoleta con mella.

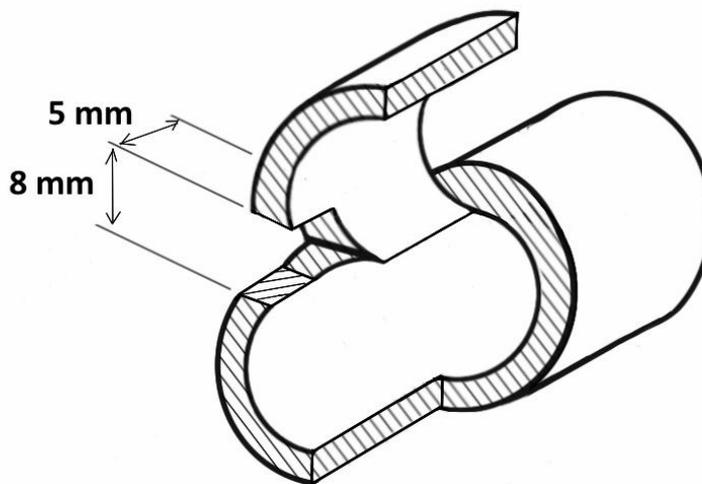


Figura 68. Detalle de la mella de las cazoletas

- Ahora que se ha completado la cazoleta se procede a practicar dos agujeros de 3 mm de diámetro, con una separación de 7 mm entre sus centros, situado a 4 mm del borde de la pala el primero de ellos, que servirán como firme sujeción de la cazoleta con el rodete. Al ser dos agujeros se impide cualquier tipo de desplazamiento de la cazoleta de la posición en la que debe ir acoplada al rodete. En el siguiente dibujo se muestra la disposición de los agujeros en la cazoleta.

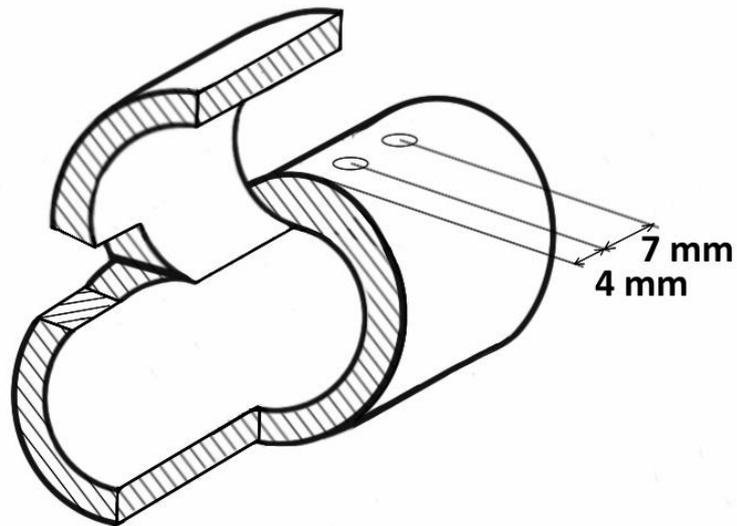


Figura 69. Agujeros de unión con el rodete

(nota: los dibujos correspondientes a los pasos de construcción no están a escala, son meramente orientativos para facilitar la comprensión de la construcción de las cazoletas)

En las siguientes fotografías se muestran alguna de las piezas antes mencionadas de las cazoletas.



Figura 70. Pieza central de la cazoleta donde se puede observar la operación de fresado sobre la tubería.

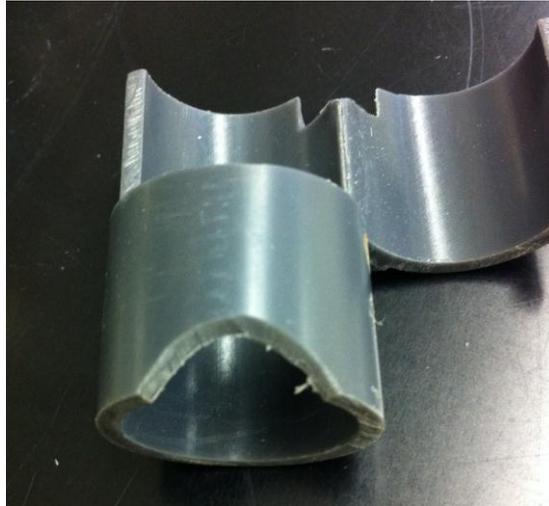


Figura 71. Fotografía de la cazoleta completamente montada donde podemos observar la mella en su extremo y el corte en su parte inferior que sirve de acople entre palas



Figura 72. En esta fotografía vemos la pala antes de practicarle el agujero de la mella y donde vemos también el refuerzo en su parte trasera

Finalmente las proporciones de la cazoleta quedaron de la siguiente manera:

Profundidad de la cazoleta $A = 9,5 \text{ mm}$

Largo de la cazoleta $B = 25 \text{ mm}$

Diámetro de la mella de la cazoleta $C = 8 \text{ mm}$

Ancho de la cazoleta $D = 19 \text{ mm}$

Como se menciona anteriormente las proporciones de las cazoletas no son exactamente las que debieran ser, pero quedan bastante próximas a las estipuladas en los diseños de turbinas Pelton reales.

Rodete de la turbina Pelton

Para la construcción del rodete Pelton se utiliza una placa de PVC de 5 mm de grosor, la misma con la que se hizo el soporte entre depósito y cúpula. Se decide por lo motivos expuestos anteriormente que un tamaño manejable para la turbina sería de X mm de diámetro de rodete, a los que habría que sumar la longitud de la parte de la cazoleta que sobresale.

Teniendo en cuenta el ancho y el largo de la parte de las cazoletas que se acoplan al rodete, con 25 mm de ancho y 20 mm de largo, y gracias al corte inferior en cada pala caben 8 cazoletas dispuestas radialmente como se muestra en la imagen a continuación. Técnicamente el número de cazoletas viene definido por la expresión que se cita en el apartado X;

$$z = 15 + \frac{D}{2d}$$

Como ya mencionamos, lo práctico prima sobre lo técnico en los diseños del proyecto, hacer una Pelton de más de 15 palas supondría un tamaño considerable de rodete y además el tubo de PVC utilizado para fabricar la cazoleta no se fabrica en menores diámetros, por lo que si quería seguir manteniendo el diámetro inicial del rodete tendría que tener menor número de palas.

Aunque no se siga el criterio constructivo de las Pelton para el número de palas, se calculó la trayectoria relativa de las palas para ver si era viable ese número de palas sin que se produjeran problemas de golpeo del chorro de agua contra la cazoleta.

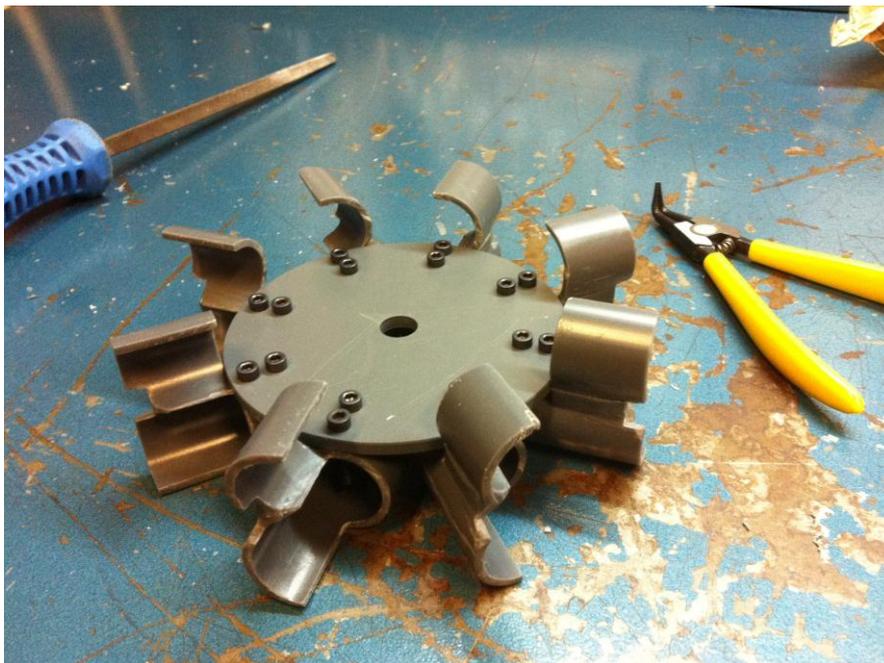


Figura 73. Turbina Pelton montada

5 ANÁLISIS PREVIO DE LA INSTALACIÓN

Una vez concluido el montaje de la instalación se procede a realizar una caracterización previa de la instalación en la cual; de manera teórica, trataremos de describir los rangos de funcionamiento y posibilidades de la instalación.

El conjunto de la instalación puede dividirse en dos partes claramente diferenciadas, por una parte tenemos lo que podemos llamar “instalación hidráulica”; en la que se agrupan todos los componentes que de alguna manera influyan en las variables de presión y caudal de la instalación, y por otra parte la “instalación eléctrica”; en la que encontramos los componentes utilizados para obtener o medir variables de carácter eléctrico.

A continuación se detallan los cálculos previos necesarios de la instalación hidráulica.

5.1 Cálculo de pérdidas de presión por fricción en la instalación

Lo primero que hemos de definir en nuestra instalación hidráulica es la bomba centrífuga, la cual nos aporta la base de funcionamiento e impone nuestros límites tanto de caudal como presión; que al fin y al cabo significarán unos valores de potencia hidráulica en nuestras turbinas.

Como se describe en el apartado de base teórica sobre bombas tenemos que presentar primero la curva característica $H(Q)$ de nuestra bomba, la cual en términos del fabricante es la siguiente:

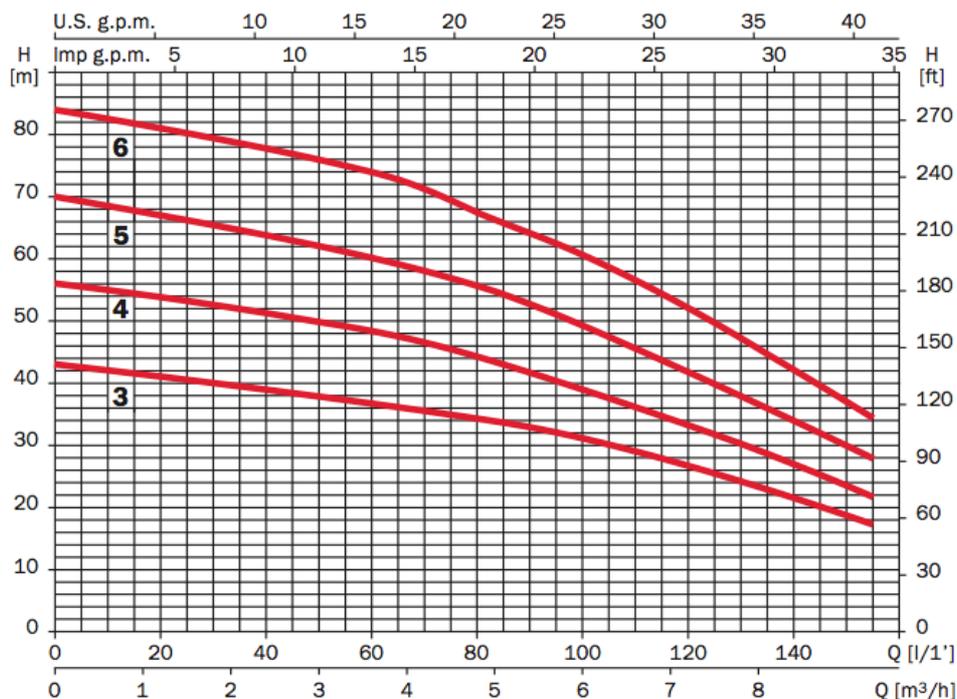


Figura 74. Curvas H-Q de las bombas facilitadas por el fabricante

En la figura anterior el fabricante nos facilita la curva de varios de sus modelos; en concreto la curva que corresponde a nuestro modelo de bomba es la que aparece junto al número 4, de la que también se nos facilita los siguientes datos puntuales:

BOMBA PRISMA 35 4M N			
H (m)	Q (m3/h)	Q (m3/s)	Q (l/s)
54	1,2	0,00033	0,33333
51	2,4	0,00067	0,66667
48	3,6	0,001	1
44	4,8	0,00133	1,33333
39	6	0,00167	1,66667
33	7,2	0,002	2
27	8,4	0,00233	2,33333
23	9	0,0025	2,5

Tabla 2. Datos de la curva H(Q) de nuestra bomba

Esta curva muestra la relación de alturas y caudal que podremos obtener en la salida de la bomba, que variará de los que obtengamos a la salida de la tobera en función de las pérdidas de presión en nuestra instalación de tuberías y componentes.

A continuación y como ya se explica en el apartado de pérdidas de presión en la base teórica, vamos a calcular el total de pérdidas en nuestro circuito hidráulico, tanto las pérdidas por fricción en tuberías como las pérdidas localizadas.

PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

Las pérdidas por fricción vienen definidas por la siguiente expresión:

$$h_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

- f , es el factor de fricción (*adimensional*)
- L , es la longitud de la tubería (*m*)
- D , es el diámetro del tubo (*m*)
- V , es la velocidad media del fluido en las tuberías (*m/s*)
- g , es la constante gravitacional (*m/s²*)

Lo inmediatamente primero que debemos calcular es el número de Reynolds para saber cuáles van a ser las condiciones de nuestro flujo.

$$N_R = \frac{\rho DV}{\mu} = \frac{DV}{\nu}$$

Donde:

- ρ , es la densidad del fluido
- D , es el diámetro del tubo (m)
- V , es la velocidad media en el tubo (m/s)
- μ , es el coeficiente de viscosidad del líquido
- ν , es la viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)

Para calcular el número de Reynolds hemos de definir los siguientes datos sobre las tuberías de la instalación:

DATOS TUBERÍAS			
Longitud total	L	188,7	cm
Diámetro exterior	D_{ex}	40	mm
Diámetro interior	D	34	mm
Viscosidad cinética	ν	0,000001139	m^2/s
Área (interior)	A	0,0009079	m^2
Rugosidad	ε	0,0015	mm
Rugosidad relativa	ε/D	$4,412 \cdot 10^{-5}$	Adimensional

Tabla 3. Datos técnicos de las tuberías de la instalación

Como se observa en la expresión, el número de Reynolds depende de la velocidad media en la tubería del fluido. En este sentido nuestra instalación no ha sido diseñada para trabajar con una sola velocidad de fluido en tubería, sino que está pensada para trabajar utilizando el rango de caudales (y por consiguiente un amplio rango de velocidades de fluido) que nosotros en cada momento creamos oportuno, dentro de los límites que nos impone nuestra bomba.

Debido a esto es conveniente estudiar Reynolds en sus valores extremos, es decir, cuando la velocidad sea mínima o máxima. La velocidad del fluido en la tubería es; como se deduce de la expresión de continuidad, directamente proporcional al caudal de fluido que atraviesa el área transversal de la tubería por la que éste circula.

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{A} = \frac{0,0025}{0,0009079} \approx 2,754 \text{ m/s}$$

$$V_{m\acute{i}n} = \frac{Q_{m\acute{i}n}}{A} = \frac{0,00033}{0,0009079} \approx 0,364 \text{ m/s}$$

Lo que en términos de Reynolds supone,

$$N_{R_{m\acute{a}x}} = \frac{0,034 \cdot 2,754}{0,000001139} \approx 82209$$

$$N_{R_{m\acute{a}x}} = \frac{0,034 \cdot 0,364}{0,000001139} \approx 10866$$

Por tanto, con estos valores del número de Reynolds, podemos concluir que nuestra instalación en ningún caso se encontrará en un régimen de fluido laminar o de transición, sino que se encontrará siempre en la zona de turbulencia.

Como ya hemos dicho, durante las pruebas no se ha tenido un perfil de velocidades constante, por lo tanto el número de Reynolds no será el mismo en todo momento, y por consecuencia, el factor de fricción tampoco. Para simplificar este hecho y debido a que como veremos, las pérdidas por fricción en nuestra instalación pueden llegar a ser despreciables (debido al poco tramo de tubería que la compone) tomaremos el valor de Reynolds más restrictivo, es decir, el de mayor valor.

Una vez aclarado el valor de Reynolds se procede a calcular el factor de fricción f mediante el diagrama de Moody.

Considerando un $N_R \approx 82209 \approx 8,2 \cdot 10^4$ y una rugosidad relativa $e/D \approx 4,412 \cdot 10^{-5}$, mediante el diagrama de Moody (Figura 78) y aproximando los números obtenemos un factor de fricción de aproximadamente $f = 0,019$.

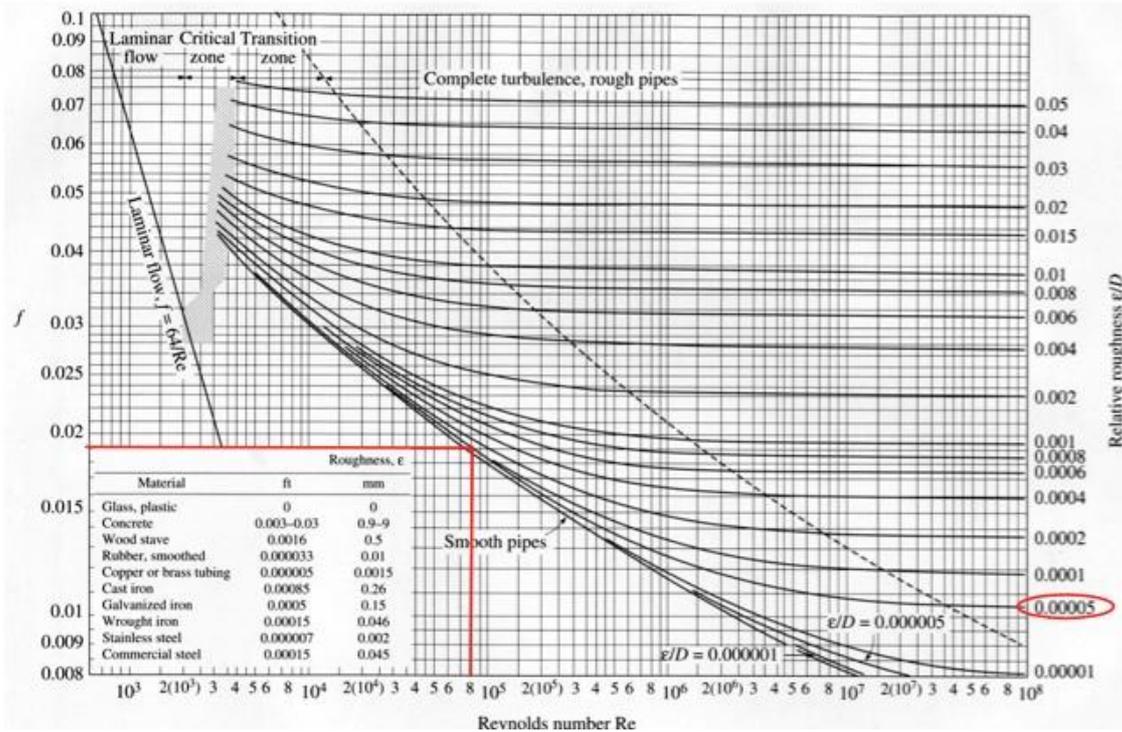


Figura 75. Diagrama de Moody marcado para nuestro caso concreto

Existen otras maneras de calcular el factor de fricción f , como se ha nombrado en la base teórica, que pueden ser algo más precisas numéricamente hablando y que en grandes proyectos de ingeniería puede suponer un cambio apreciable. Como veremos, las pérdidas por fricción de la instalación son muy pequeñas debido al poco tramo de tubería que ésta posee, debido a este hecho y a la complejidad matemática de algunas de las otras expresiones para el cálculo de f nos decantamos por usar Moody.

Volviendo a la expresión de pérdidas por fricción,

$$h_f = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{V^2}{2g}$$

sustituyendo los valores, a excepción de la velocidad, obtenemos la expresión de pérdidas en función de la velocidad del fluido en las tuberías:

$$h_f = 0,019 \left(\frac{1,887}{34} \right) \frac{V^2}{2 \cdot 9,8} \approx 5,716 \cdot 10^{-5} \cdot V^2 [m]$$

Conviene por el momento obtener esta expresión en función de la velocidad (fácilmente sustituible por la variable caudal), para que en caso de ser necesario puedan obtenerse las pérdidas exactas en función de cuanto caudal estemos utilizando en cada momento en la instalación.

5.2 Cálculo de pérdidas de presión localizadas conocidas de la instalación

En este apartado vamos a calcular las pérdidas localizadas de nuestro circuito hidráulico. Primero listamos todos y cada uno de los componentes que provocan una pérdida localizada en la instalación.

La instalación consta de los siguientes componentes que crean pérdidas localizadas:

- Codos de 90°
- Contracción y/o expansión brusca
- Conexión en T
- Entradas y salidas de tubería
- Válvula By-pass
- Válvula de bola
- Válvula de compuerta
- Tobera

Para el cálculo de las pérdidas localizadas vamos a utilizar el método del factor de fricción K , que sigue la siguiente expresión:

$$h_f = K \left(\frac{V^2}{2g} \right) [m]$$

Donde:

- K , es el factor de fricción único para cada componente (*adimensional*)
- V , es la velocidad media del fluido en las tuberías (m/s)
- g , es la constante gravitacional (m/s^2)

El siguiente paso es dimensionar el factor de pérdidas K para cada uno de los componentes anteriormente nombrados.

5.2.1 Cálculo de factores K

Codos

En todo el circuito, para el montaje de la turbina Turgo tenemos cinco codos de 90°, y en el caso del montaje de la turbina Pelton tenemos cinco codos de 90° y un codo extra de 45°, debido a que cambiamos en tramo de tubería que modifica el ángulo de incidencia de la tobera.

Usando el método explicado en el apartado de base teórica los coeficientes de los codos de 90° serán:

$$K_{90} = 30 \cdot f = 30 \cdot 0,019 = 0,57$$

Y para los codos de 45° son:

$$K_{45} = 20 \cdot f = 16 \cdot 0,019 = 0,3$$

Contracción y/o expansiones bruscas

En la instalación encontramos contracciones y expansiones bruscas en los acoplamientos de la válvula de compuerta, los acoplamientos del caudalímetro y en la unión de la tubería con la tobera.

Todos estas contracciones bruscas son iguales, es decir, el diámetro mayor es el diámetro interior de la tubería y el diámetro menor es de 1 pulgada, y viceversa para las expansiones bruscas.

Usando el método explicado en el apartado de base teórica los coeficientes serán los siguientes:

Coefficientes de contracción,

$$K_C \approx 0,42 \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)$$

$$1 \text{ pulgada} = 0,0254 \text{ metros}$$

$$K_C \approx 0,42 \left(1 - \frac{25,4^2}{34^2} \right) = 0,1856 \approx 0,19$$

Coefficientes de expansión,

$$K_E = \left(1 - \frac{d^2}{D^2} \right)^2$$

$$K_E = \left(1 - \frac{25,4^2}{34^2} \right)^2 = 0,195 \approx 0,20$$

Conexión en T

Como se explica en el apartado de base teórica, una conexión en T de flujo desviado 90° tiene la siguiente K:

$$K_T = 60 \cdot f = 60 \cdot 0,019 = 1,14$$

Entradas y salida de tubería

Las dos conexiones existentes en el depósito, tanto la que toma agua y la conduce a la bomba como la que redirige el agua desechada por la válvula de tres vías al depósito, tienen la misma configuración y corresponden al tipo a) de la figura X situada en el apartado de base teórica, de manera que tenemos un coeficiente K:

$$K_{entrada/salida} = 0,8$$

Válvula de tres vías

La válvula de tres vías de nuestra instalación tiene como misión el control del caudal en la instalación, desviando al lateral y hacia el depósito el caudal sobrante mediante el uso de la llave acoplada como se explica en el apartado de instalación.

Debido a que esta llave tiene infinidad de posiciones a la hora de desviar el caudal tendría un factor de fricción K variable que dependería de la posición de ésta en ese preciso momento, por esta razón no parece correcto centrarse demasiado en el cálculo de ese factor K variable.

Como se explica en el apartado de la instalación hidráulica la válvula tres vías es utilizada para desviar el flujo de la bomba hacia el depósito y así ajustar la pérdida en la válvula de presión evitando posibles golpes de ariete en la parte de la instalación hidráulica que lleva a la tobera; sensible debido a contener el caudalímetro.

Cuando dicha válvula ha sido ajustada y damos comienzo a los experimentos la válvula de tres vías se cambia de posición y deja pasar el flujo libremente, sin desviarlo. Aun estando la válvula en la posición que deja pasar el flujo hacia la turbina puede existir algún tipo de pérdida, por lo que a efectos de pérdidas y pese a no ser del todo correcto consideraremos que esta válvula actúa como una conexión en T en todo momento.

Matizando que esta vez consideraremos una conexión T de flujo directo, ya que la pérdida que pueda tener el flujo desviado no nos interesa y la pérdida que sufre el flujo que continua recto y no se desvía hacia el lateral es menor.

Por tanto el factor K será de:

$$K_{by-pass} = 20 \cdot f = 20 \cdot 0,019 = 0,38$$

Válvula de bola

Aunque en la instalación se incluye una válvula de bola, ésta no ha sido usada durante los experimentos que conciernen a este documento y, por tanto, no la incluiremos en el cómputo de pérdidas localizadas.

Válvula de compuerta

De nuevo, igual que pasa con la válvula tres vías, la válvula de compuerta es la que se usa para modificar la presión a la entrada de la tobera básicamente introduciendo una pérdida de presión; la cual, como se explica en el apartado de instalación, se modifica de manera muy sensible en función del giro de la llave de esta válvula.

Debido a esto resulta poco útil y muy complicado entrar en cálculos del factor K de la válvula en función del giro de la llave, tal como ocurre con la válvula tres vías, más aún cuando podremos ver en la práctica la presión perdida en la válvula sin necesidad del factor K.

Aún con esto debemos tener en cuenta que, en caso de estar la válvula totalmente abierta, su factor K es conocido y de un valor:

$$K_{\text{válvula compuerta abierta}} = K_{vca} = 0,2$$

Tobera

Uno de los objetivos del proyecto es hallar de manera experimental el factor de pérdidas de nuestra tobera en función del diámetro de apertura de ésta, por tanto hasta no haber presentado todos los resultados experimentales no entraremos en dicho cálculo.

Tan solo subrayar por el momento que la tobera presenta una pérdida mucho mayor en comparación con las anteriormente nombradas.

Una vez se han definido todos los factores K de los distintos componentes de la instalación las pérdidas localizadas quedan de la siguiente manera:

$$h_{localizadas} = \sum \left(K_i \left(\frac{V_t^2}{2g} \right) \right)$$

$$h_{localizadas} = (5 \cdot K_{90} + 3 \cdot K_C + 3 \cdot K_E + K_T + K_{entrada} + K_{by-pass} + K_{Vca} + K_{tob} + K_{VC}) \cdot \left(\frac{V_t^2}{2g} \right)$$

para el caso del montaje correspondiente a la turbina Turgo,

$$h_{localizadas} = (5 \cdot K_{90} + K_{45} + 3 \cdot K_C + 3 \cdot K_E + K_T + K_{entrada} + K_{by-pass} + K_{Vca} + K_{tob} + K_{VC}) \cdot \left(\frac{V_t^2}{2g} \right)$$

para el caso del montaje correspondiente a la turbina Pelton.

(nota: a partir de aquí distinguiremos entre montaje de Pelton y Turgo mediante subíndices Pt y Tg en las sucesivas expresiones)

Como se explica en la base teórica, las K calculadas pueden referirse a la velocidad del fluido en el diámetro menor o en el mayor; en nuestro caso todas han sido calculadas para la velocidad del fluido en el diámetro mayor, es decir, en relación a la velocidad en las tuberías.

$$h_{localizadas(Tg)} = (5 \cdot 0,57 + 3 \cdot 0,19 + 3 \cdot 0,20 + 1,14 + 0,8 + 0,38 + 0,2 + K_{tob} + K_{VC}) \cdot \left(\frac{V_t^2}{2 \cdot 9,8} \right)$$

$$h_{localizadas(Pt)} = (5 \cdot 0,57 + 0,3 + 3 \cdot 0,19 + 3 \cdot 0,20 + 1,14 + 0,8 + 0,38 + 0,2 + K_{tob} + K_{VC}) \cdot \left(\frac{V_t^2}{2 \cdot 9,8} \right)$$

Dejando a un lado las K desconocidas (tobera y válvula de compuerta) las pérdidas localizadas conocidas en función de la velocidad del fluido quedan,

$$h_{localizadas(Tg)} \approx 0,3337 \cdot V_t^2 [m]$$

$$h_{localizadas(Pt)} \approx 0,3489 \cdot V_t^2 [m]$$

Retomando las pérdidas por fricción tenemos el siguiente total de pérdidas conocidas en nuestro circuito:

$$h_{p(Tg)} = 5,716 \cdot 10^{-5} \cdot V_t^2 + 0,3337 \cdot V_t^2 = 0,33375716 \cdot V_t^2 \text{ [m]}$$

$$h_{p(Pt)} = 5,716 \cdot 10^{-5} \cdot V_t^2 + 0,3489 \cdot V_t^2 = 0,34895176 \cdot V_t^2 \text{ [m]}$$

Si observamos esta expresión podemos ver como las pérdidas de presión por fricción en tubería son muy pequeñas en comparación a las localizadas, como ya adelantamos.

Además podemos completar esta expresión con las pérdidas desconocidas de la tobera y la válvula de compuerta, que aunque desconocemos sus factores K sabemos que su expresión será igual que las demás.

$$h_{ptot(Tg)} = 5,716 \cdot 10^{-5} \cdot V_t^2 + 0,3337 \cdot V_t^2 + \frac{K_{VC} \cdot V_t^2}{2 \cdot 9,8} + \frac{K_{tob} \cdot V_s^2}{2 \cdot 9,8}$$

$$h_{ptot(Tg)} = (0,33375716 + 0,051K_{VC}) \cdot V_t^2 + 0,051K_{tob} \cdot V_s^2 \text{ [m]}$$

$$h_{ptot(Pt)} = 5,716 \cdot 10^{-5} \cdot V_t^2 + 0,3489 \cdot V_t^2 + \frac{K_{VC} \cdot V_t^2}{2 \cdot 9,8} + \frac{K_{tob} \cdot V_s^2}{2 \cdot 9,8}$$

$$h_{ptot(Pt)} = (0,34895176 + 0,051K_{VC}) \cdot V_t^2 + 0,051K_{tob} \cdot V_s^2 \text{ [m]}$$

Como dijimos es conveniente tener la expresión de pérdidas del sistema en función de la velocidad ya que de esta manera podremos saber que pérdidas tenemos en cualquier punto de funcionamiento de la instalación.

Ahora podemos hacer una primera aproximación del rango de funcionamiento que tendremos en la instalación mediante el cálculo de las pérdidas para los puntos de funcionamiento de la bomba aportados por el fabricante, en los que calcularemos el equivalente del caudal en velocidad del fluido por las tuberías.

Para realizar la conversión de caudal a velocidad haremos uso del teorema de continuidad citado en el apartado 3 base teórica.

$$Q = VA = cte, \quad \text{donde se deduce la expresión,} \quad V_i = \frac{Q_i}{A_i}$$

donde:

- Q_i , es el caudal en cualquier punto en m^3/s
- A_i , es el área de paso del conducto que lleva el fluido en m^2 , $A_t = 0,0009079 m^2$
- V_i , es la velocidad del fluido en m/s

BOMBA PRISMA 35 4M N				
H (m)	Q (m^3/h)	Q (m^3/s)	Q (l/s)	v (m/s)
54	1,2	0,00033	0,33333	0,37
51	2,4	0,00067	0,66667	0,74
48	3,6	0,001	1	1,10
44	4,8	0,00133	1,33333	1,47
39	6	0,00167	1,66667	1,84
33	7,2	0,002	2	2,20
27	8,4	0,00233	2,33333	2,57
23	9	0,0025	2,5	2,75

Tabla 4. Puntos de estudio de la bomba

Nuevamente aplicando las expresiones de pérdidas totales conocidas calculadas anteriormente para cada uno de los valores de velocidad anteriores y comparándolo con la altura neta de la bomba obtenemos lo siguiente;

$$h_{p(Tg)} = 0,33375716 \cdot V_t^2 [m]$$

$$h_{p(Pt)} = 0,34895176 \cdot V_t^2 [m]$$

PERDIDAS TOTALES CONOCIDAS

RESULTADOS CIRCUITO TURGO								
$h_p(m)$	$V_1 = 0,37 \frac{m}{s}$	$V_2 = 0,74 \frac{m}{s}$	$V_3 = 1,10 \frac{m}{s}$	$V_4 = 1,47 \frac{m}{s}$	$V_5 = 1,84 \frac{m}{s}$	$V_6 = 2,20 \frac{m}{s}$	$V_7 = 2,57 \frac{m}{s}$	$V_8 = 2,75 \frac{m}{s}$
Tuberías	0,007	0,029	0,065	0,116	0,181	0,261	0,355	0,408
Codos 90	0,0196	0,079	0,176	0,314	0,490	0,706	0,960	1,103
Válvula compuerta	0,0014	0,0055	0,012	0,022	0,034	0,050	0,067	0,077
Válvula tres vías	0,0026	0,0105	0,0235	0,042	0,065	0,094	0,128	0,147
Entrada	0,0055	0,022	0,0495	0,088	0,138	0,198	0,269	0,309
Estrechamiento	0,0014	0,0055	0,0124	0,022	0,034	0,049	0,067	0,077
Expansión	0,0013	0,005	0,0118	0,021	0,033	0,047	0,064	0,074
Empalme T	0,008	0,031	0,071	0,125	0,196	0,282	0,384	0,441
Suma total Turgo (m)	0,047	0,187	0,422	0,750	1,172	1,687	2,296	2,636

RESULTADOS CIRCUITO PELTON								
Codos (90 + 45)	0,0217	0,0867	0,195	0,3466	0,5416	0,7799	1,0615	1,2186
Suma total Pelton (m)	0,049	0,195	0,441	0,783	1,224	1,761	2,398	2,752

Tabla 5. Pérdidas totales conocidas de ambos circuito

En la tabla anterior se muestra un desglose de todas las pérdidas conocidas de nuestros sistemas para esos ocho puntos de caudal que facilita el fabricante en la tabla H-Q de la bomba.

Se ha realizado este desglose de pérdidas de presión en cada elemento para que quede patente en cuáles de estos la pérdida de presión tiene un mayor peso sobre el total de pérdidas. Como aclaración cabe comentar que cada pérdida de presión que aparece en la tabla contiene la suma del total del número de elementos que conforman dicha pérdida; es decir, por ejemplo en el apartado "Codos 90°" la pérdida que aparece es el sumatorio de la pérdida creada por los cinco codos en la instalación; y de la misma manera con estrechamientos, y expansiones.

Puesto que ambos circuitos comparten los mismos elementos a excepción de que en el montaje de la turbina Pelton se necesita un codo de 45 grados extra, se ha mostrado por un lado el desglose de pérdidas del montaje Turgo con su total de pérdidas correspondiente; e inmediatamente debajo sólo la pérdida de los codos del montaje Pelton, con sus cinco codos de 90° y ese codo de 45° extra, seguido del total de pérdidas correspondiente al montaje de la turbina Pelton.

No obstante y como se ha dicho con anterioridad, estos cálculos pueden resolverse para cualquieras que sean las condiciones en las que nos encontremos, no tan sólo en estos ocho puntos de referencia.

Vemos en el desglose de las pérdidas de presión totales que las pérdidas debidas a fricción en las tuberías no presentan un porcentaje tan significativo de las pérdidas totales como el que presentan las pérdidas localizadas; es por esto que se comentó en el apartado de cálculo del factor de fricción f que no merecía la pena un método más preciso y complejo para su cálculo, lo cual no implica que en proyectos en los que el tramo de tubería pueda llegar a ser de kilómetros podamos aplicar el mismo criterio, ya que el error asumido puede suponer bastante.

Vamos a comparar estas pérdidas de presión totales con la curva de presión que puede soportar nuestra bomba.

Si lo presentamos frente a la curva $H(Q)$ de la bomba obtenemos lo siguiente:

H (m)	Q (m^3/s)	V_t (m/s)	$h_{p(Tg)}$ (m)	$h_{p(Pt)}$ (m)
54	0,00033	0,37	0,047	0,049
51	0,00067	0,74	0,187	0,195
48	0,001	1,10	0,422	0,441
44	0,00133	1,47	0,75	0,783
39	0,00167	1,84	1,172	1,224
33	0,002	2,20	1,687	1,761
27	0,00233	2,57	2,296	2,398
23	0,0025	2,75	2,636	2,752

Tabla 6. Curva $H(Q)$ de la bomba frente a pérdidas totales

Curvas del sistema

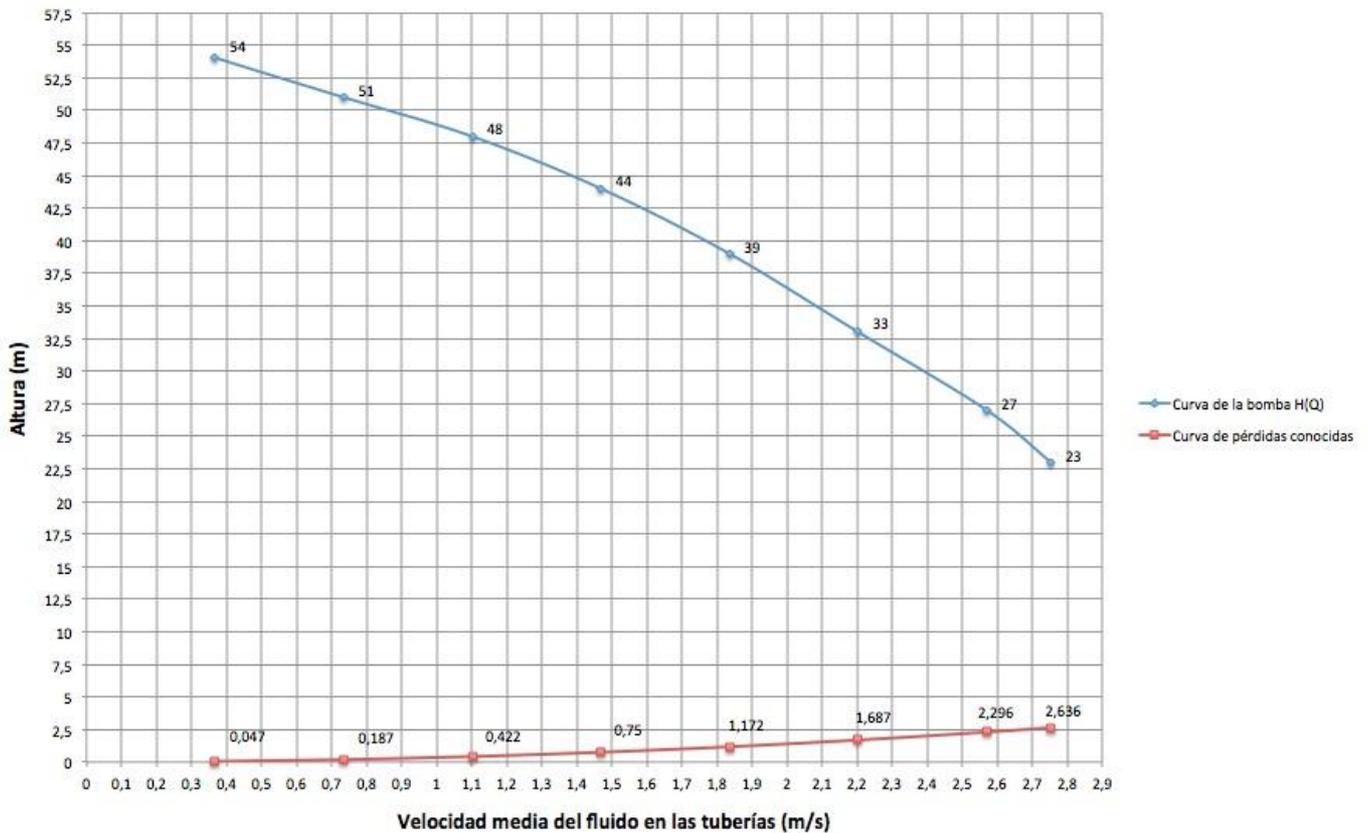


Figura 76. Pérdidas de presión totales conocidas frente a la curva H(Q)

En la gráfica anterior queda patente que tanto las pérdidas por fricción como las pérdidas localizadas (en los componentes cuyas K son conocidas) son bastante reducidas, esto es debido a que manejamos caudales relativamente pequeños y apenas tenemos longitud de tubería con unos pocos componentes que provocan pérdidas localizadas.

En la gráfica anterior tan sólo se han representado las pérdidas del montaje Turgo, ya que son prácticamente las mismas en el caso del montaje Pelton y las gráficas aparecerían montadas una sobre la otra. Ahora bien, estas pérdidas no consideran ni la válvula de compuerta ni la pérdida en la tobera, que como veremos, crea una pérdida considerable.

Como puede verse en el apartado de experimentos, debido a que en el conjunto de experimentos desarrollados en el proyecto no hemos movido por un rango de caudales muy bajo, aunque se ha calculado las pérdidas por fricción de la instalación no se han tenido en cuenta para ningún otro cálculo.

5.3 Caracterización previa de la instalación

Tras identificar y calcular las pérdidas de presión conocidas de la instalación se procede a realizar una caracterización previa del rango de funcionamiento de la instalación, o lo que es lo mismo, de la bomba utilizada. Como lo que se pretende es caracterizar el funcionamiento de la bomba en el mayor rango de caudales posible, ésta caracterización se realiza eliminando la tobera de la instalación, quedando de esta manera libre de su correspondiente pérdida de presión. Al dejar libre de la tobera a la instalación en esta caracterización lo que nos interesa observar serán las pérdidas por fricción y localizadas conocidas y anteriormente calculadas de manera teórica.

Debido a que el caudalímetro de la instalación esta calibrado para un rango de 0-100 l/min tan solo podremos tomar datos en la curva $H(Q)$ de la bomba hasta llegar a éste valor de caudal, aunque la bomba llega hasta un rango de 150 l/min.

El primer experimento que se realiza es tomar medidas de presión en la salida de la bomba desviando el flujo totalmente hacia la salida donde estaría la tobera. Ayudados de la válvula de presión se controla el punto de trabajo de la bomba, empezando por introducir una pérdida considerable en la instalación (válvula prácticamente cerrada) y reduciendo dicha pérdida con el fin de movernos a caudales mayores y presiones de salida menores (hacia la derecha de curva $H(Q)$ de la bomba, a esta operación la llamaremos “aumento de caudal”) para una vez llegado al punto de máximo caudal realizar la operación a la inversa y movernos hacia caudales menores y presiones de salida mayores (a esta operación la llamaremos “disminución de caudal”).

En la página siguiente (para evitar dividir la tabla al cambiar de página) se presentan los datos obtenidos en dos tablas en las que se han separado los datos de aumento de caudal de los de disminución de caudal.

PRESIÓN SALIDA BOMBA	CAUDAL				VELOCIDAD EN TUBERÍAS (m/s)
	Bares manométricos	(Voltios)	l/s	m ³ /s	
5,61	2,08	0,017	1,67E-05	1,00	0,02
5,608	2,26	0,054	5,42E-05	3,25	0,06
5,6	2,34	0,071	7,08E-05	4,25	0,08
5,595	2,39	0,081	8,13E-05	4,88	0,09
5,592	2,43	0,090	8,96E-05	5,38	0,10
5,575	2,59	0,123	1,23E-04	7,38	0,14
5,566	2,68	0,142	1,42E-04	8,50	0,16
5,56	2,76	0,158	1,58E-04	9,50	0,17
5,54	2,89	0,185	1,85E-04	11,13	0,20
5,537	3	0,208	2,08E-04	12,50	0,23
5,514	3,12	0,233	2,33E-04	14,00	0,26
5,498	3,26	0,263	2,63E-04	15,75	0,29
5,493	3,36	0,283	2,83E-04	17,00	0,31
5,486	3,53	0,319	3,19E-04	19,13	0,35
5,467	3,73	0,360	3,60E-04	21,63	0,40
5,437	3,93	0,402	4,02E-04	24,13	0,44
5,407	4,15	0,448	4,48E-04	26,88	0,49
5,362	4,49	0,519	5,19E-04	31,13	0,57
5,316	4,8	0,583	5,83E-04	35,00	0,64
5,3	5	0,625	6,25E-04	37,50	0,69
5,26	5,27	0,681	6,81E-04	40,88	0,75
5,25	5,52	0,733	7,33E-04	44,00	0,81
5,194	5,74	0,779	7,79E-04	46,75	0,86
5,166	5,93	0,819	8,19E-04	49,13	0,90
5,095	6,25	0,885	8,85E-04	53,13	0,98
5,05	6,44	0,925	9,25E-04	55,50	1,02
4,996	6,63	0,965	9,65E-04	57,88	1,06
4,92	6,92	1,025	1,03E-03	61,50	1,13
4,842	7,18	1,079	1,08E-03	64,75	1,19
4,775	7,42	1,129	1,13E-03	67,75	1,24
4,686	7,72	1,192	1,19E-03	71,50	1,31
4,589	8,03	1,256	1,26E-03	75,38	1,38
4,504	8,27	1,306	1,31E-03	78,38	1,44
4,452	8,48	1,350	1,35E-03	81,00	1,49
4,353	8,76	1,408	1,41E-03	84,50	1,55
4,268	8,96	1,450	1,45E-03	87,00	1,60
4,214	9,08	1,475	1,48E-03	88,50	1,62
4,16	9,2	1,500	1,50E-03	90,00	1,65
4,1	9,37	1,535	1,54E-03	92,13	1,69
4,071	9,51	1,565	1,56E-03	93,88	1,72
3,969	9,69	1,602	1,60E-03	96,13	1,76
3,892	9,89	1,644	1,64E-03	98,63	1,81
3,848	10	1,667	1,67E-03	100,00	1,84

A continuación los datos del experimento de disminución de caudal

PRESIÓN SALIDA BOMBA	CAUDAL				VELOCIDAD EN TUBERÍAS
Bares manométricos	(Voltios)	l/s	m ³ /s	l/min	(m/s)
3,899	9,86	1,638	1,64E-03	98,25	1,80
3,943	9,75	1,615	1,61E-03	96,88	1,78
4,007	9,6	1,583	1,58E-03	95,00	1,74
4,085	9,38	1,538	1,54E-03	92,25	1,69
4,153	9,21	1,502	1,50E-03	90,13	1,65
4,254	8,92	1,442	1,44E-03	86,50	1,59
4,356	8,65	1,385	1,39E-03	83,13	1,53
4,441	8,37	1,327	1,33E-03	79,63	1,46
4,513	8,19	1,290	1,29E-03	77,38	1,42
4,594	7,91	1,231	1,23E-03	73,88	1,36
4,667	7,7	1,188	1,19E-03	71,25	1,31
4,76	7,34	1,113	1,11E-03	66,75	1,23
4,854	7,01	1,044	1,04E-03	62,63	1,15
4,934	6,75	0,990	9,90E-04	59,38	1,09
5,014	6,49	0,935	9,35E-04	56,13	1,03
5,074	6,18	0,871	8,71E-04	52,25	0,96
5,195	5,94	0,821	8,21E-04	49,25	0,90
5,179	5,65	0,760	7,60E-04	45,63	0,84
5,196	5,37	0,702	7,02E-04	42,13	0,77
5,242	5,05	0,635	6,35E-04	38,13	0,70
5,27	4,74	0,571	5,71E-04	34,25	0,63
5,289	4,56	0,533	5,33E-04	32,00	0,59
5,321	4,39	0,498	4,98E-04	29,88	0,55
5,341	4,21	0,460	4,60E-04	27,63	0,51
5,39	3,91	0,398	3,98E-04	23,88	0,44
5,403	3,71	0,356	3,56E-04	21,38	0,39
5,429	3,45	0,302	3,02E-04	18,13	0,33
5,461	3,16	0,242	2,42E-04	14,50	0,27
5,471	2,96	0,200	2,00E-04	12,00	0,22
5,501	2,66	0,138	1,38E-04	8,25	0,15
5,527	2,47	0,098	9,79E-05	5,88	0,11
5,533	2,24	0,050	5,00E-05	3,00	0,06
5,564	2,08	0,017	1,67E-05	1,00	0,02

Tabla 7. Experimento de disminución de caudal para caracterización de la bomba

En la siguiente gráfica vemos los datos mencionados en las tablas anteriores representados frente a la curva ofrecida por el fabricante de la bomba.

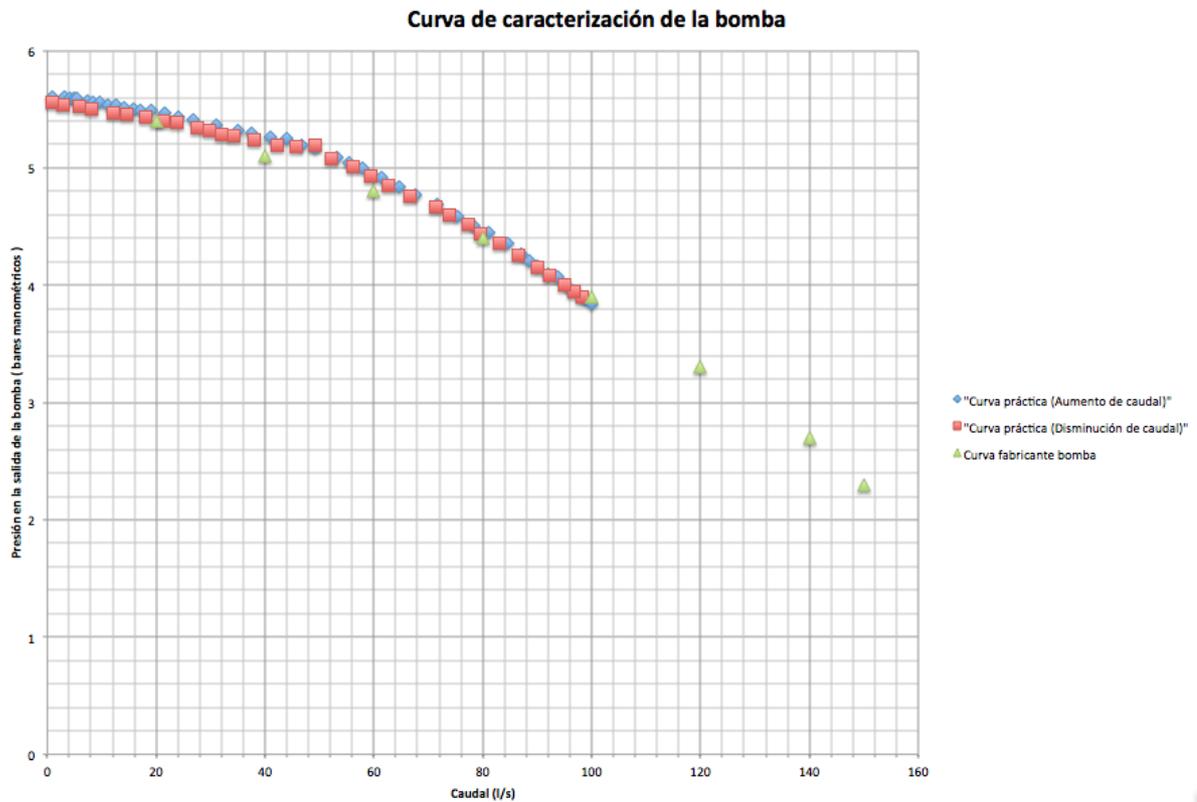


Figura 77. Representación gráfica de la curva de caracterización de la bomba

Se observa como la curva de datos medidos se ajusta bastante al modelo presentado por el fabricante de la bomba.

6 EXPERIMENTOS Y RESULTADOS

Uno de los objetivos de este documento es el estudio de viabilidad de conjuntos de alternador y turbina diferentes y sobre diferentes condiciones, a fin de estudiar el rendimiento del conjunto y su posible aplicación en campo.

Para estudiar el rendimiento de cada turbina se han realizado un conjunto de pruebas mediante la instalación hidráulica, donde podemos generar distintas condiciones de caudal y presión (siempre en función de la bomba) y estudiar cómo afectan al rendimiento del conjunto éstas y otras variables.

Debido a la extensión y cantidad de datos obtenidos en las pruebas, todos los datos de los distintos experimentos estarán presentes en un anexo del proyecto y en este documento solo se citarán los resultados y tablas que resulten más interesantes desde el punto de vista del proyecto.

6.1 Organización de los experimentos

En este apartado procedemos a explicar todas y cada una de las pruebas realizadas en la instalación, citando en cada caso que variables se han estudiado y cómo se han llevado a cabo estas pruebas para en apartados posteriores, estudiar dichos resultados.

Las pruebas que componen este proyecto vienen de la modificación de las distintas variables:

- Variación de caudal y presión
- Variación del diámetro de salida de la tobera
- Variación de tipo de excitación del alternador
- Variación de carga del alternador

Ahora que hemos nombrado cuales van a ser las variables que se van a modificar para realizar el estudio que se pretende con este proyecto, pasamos a explicar en detalle que experimentos se han llevado a cabo y que se pretende conseguir con cada uno de ellos.

En la tabla siguiente aparece el conjunto de experimentos y variables medidas que componen este proyecto, en total se han llevado a cabo 60 experimentos, con una media de entre 15 y 25 medidas cada uno, de un total de hasta 6 variables, todo esto para cada una de las turbinas del proyecto (que suponen un total de 120 ensayos), lo cual ha supuesto una gran inversión de horas de trabajo.

LISTADO DE PRUEBAS DE CADA TURBINA										
VARIACIÓN DEL DIÁMETRO DE APERTURA DE LA TOBERA										
4,5 mm		5,5 mm			6,5 mm					
REGULADOR	EXCITACIÓN INDEPENDIENTE	REGULADO R	EXCITACIÓN INDEPENDIENTE		REGULADOR	EXCITACIÓN INDEPENDIENTE				
R 6Ω	No estudiado	R 6Ω	R 6Ω	10 V	R 6Ω	R 6Ω	10 V			
				8 V			8 V			
				6 V			6 V			
				2 V			2 V			
R 10Ω		R 10Ω	R 10Ω	R 10Ω	10 V	R 10Ω	R 10Ω	10 V		
					8 V			8 V		
					6 V			6 V		
					2 V			2 V		
SIN CARGA		SIN CARGA	SIN CARGA	R 20Ω	10 V	SIN CARGA	R 20Ω	10 V		
					8 V			8 V		
					6 V			6 V		
					2 V			2 V		
	SIN CARGA		SIN CARGA	SIN CARGA	SIN CARGA		10 V	SIN CARGA	SIN CARGA	10 V
							8 V			8 V
							6 V			6 V
							2 V			2 V
VACIO		VACIO			VACIO					

Tabla 8. Conjunto de pruebas realizada

VARIABLES MEDIDAS EN EL CONJUNTO DE PRUEBAS		Caudal	Presión	Velocidad de giro	Tensión salida	Intensidad salida	Intensidad entrada
REGULADOR	R 6Ω	SI	SI	SI	SI	SI	NO
	R 10Ω	SI	SI	SI	SI	SI	NO
	SIN CARGA	SI	SI	SI	SI	NO	NO
EXCITACIÓN INDEPENDIENTE	R 6Ω	SI	SI	SI	SI	SI	SI
	R 10Ω	SI	SI	SI	SI	SI	SI
	R 20Ω	SI	SI	SI	SI	SI	SI
	SIN CARGA	SI	SI	SI	SI	NO	SI
VACÍO		SI	SI	SI	NO	NO	NO

Tabla 9. Conjunto de variables a medir en las distintas prueba

6.1.1 EXPLICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE LOS DIFERENTES EXPERIMENTOS

6.1.1.1 VARIACIÓN DE CAUDAL Y PRESIÓN

El principal motivo del diseño de esta instalación hidráulica es crear de manera controlada distintas condiciones de caudal y presión, lo cual es equivalente a simular un aprovechamiento hidráulico, como puede ser un río, con cierto caudal y que posee cierta diferencia de alturas entre dos puntos de su trayectoria. De esta manera podremos, de antemano, conocer si nuestro conjunto de alternador y turbina es el más indicado para trabajar en las condiciones que tendríamos en ese aprovechamiento hidráulico.

La bomba que incorpora la instalación es quién crea las condiciones de caudal y presión y, por tanto, podremos simular únicamente en los rangos de caudal y altura que ofrece nuestra bomba. Recordemos que la bomba posee un rango de alturas que va desde los 23 hasta los 56 metros y un rango de caudal desde 0 hasta 150 l/min .

Como se ha explicado en la base teórica, el control sobre la altura o presión se realiza mediante la válvula de compuerta desplazando el punto de trabajo de la bomba mientras que el control del caudal en la tobera se controla mediante la recirculación gracias a la válvula de tres vías.

Por motivos de extensión del proyecto, en las pruebas solo se ha actuado sobre el punto de trabajo del sistema usando la válvula de compuerta, por lo que una variación de caudal implica también una variación de la presión a la que trabaja la bomba y por tanto la altura simulada.

FUNCIONAMIENTO DEL CONTROL DEL PUNTO DE TRABAJO DE LA INSTALACIÓN

Básicamente, el uso de la válvula de compuerta en el circuito, tiene como objetivo introducir una pérdida de presión muy grande que desplaza la curva de pérdidas del sistema hasta que corte con la curva $H(Q)$ de la bomba obteniendo así el punto de trabajo en el que se encuentra la instalación en ese momento.

Si por ejemplo, suponemos la válvula de compuerta en tres posiciones diferentes con unos factores de fricción $K_1 < K_2 < K_3$, las curvas de pérdidas en la instalación quedarían como se muestran a continuación.

Curvas del sistema

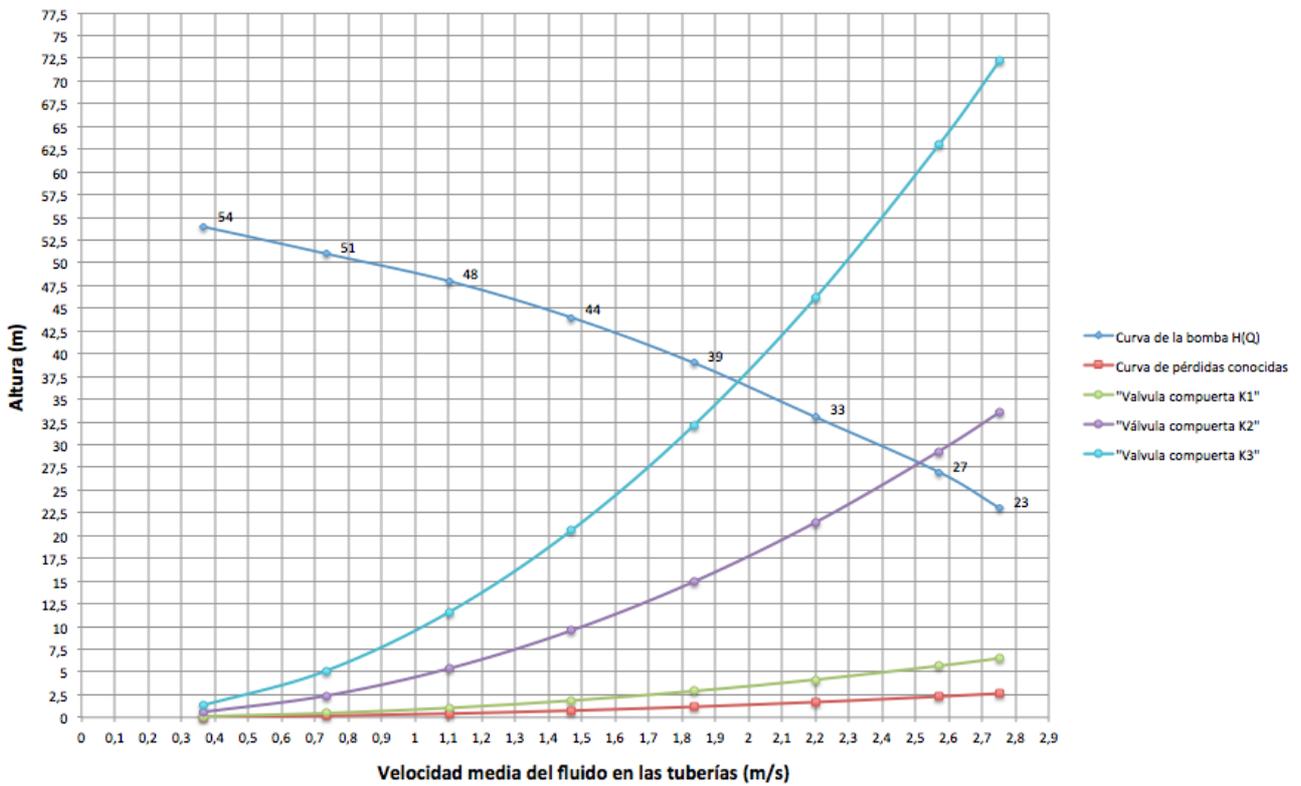


Figura 78. Grafica de presiones con válvula de presión de K variable ficticia

En la gráfica se muestran las pérdidas de presión frente a la curva H(Q) de la bomba. La presión se muestra en metros en el eje y frente a la velocidad del fluido en las tuberías en m/s (lo que directamente equivale a un caudal si lo transformamos mediante la ley de continuidad).

Como se aprecia, a medida que se cierra la válvula de compuerta (lo que supone un aumento del coeficiente K de pérdidas) estrangulando el flujo de agua desde la bomba, la gráfica de pérdidas se desplaza hacia arriba y a la izquierda hasta cortar con la curva H(Q) de la bomba dando lugar al punto de trabajo del sistema.



Figura 79. Explicación de curvas de punto de trabajo

En la figura anterior aparecen marcados sobre la gráfica de curvas ficticias según el coeficiente K de la válvula de presión. Vemos como al aumentar el coeficiente K de la válvula de compuerta, es decir, cerrar más la válvula para disminuir el área de paso, el punto de trabajo se desplaza por la curva $H(Q)$ de la bomba. A cada uno de estos puntos de trabajo le corresponden los valores de presión y caudal también marcados, es decir, cuando nuestra bomba se encuentre en el punto de trabajo de K_3 en la salida de la bomba veremos una presión de aproximadamente 3,75 bares y con una velocidad del fluido de aproximadamente 2 m/s.

Como se comentó anteriormente si variamos el punto de trabajo de la bomba de esta manera variamos de manera simultánea la presión y el caudal, ya que nos movemos rígidamente sobre la curva $H(Q)$ de la bomba.

Además como vemos la intersección de la curva de pérdidas del sistema y la curva $H(Q)$ de la bomba crea un área de trabajo, el cual engloba todas las condiciones posibles de presión-caudal que podemos simular para ese punto de trabajo. Si se quisiera modificar el caudal que llega a la tobera sin variar la presión se realizaría mediante la válvula de tres vías desviando parte del caudal al depósito para disminuir tanto como queramos el que llega a la tobera. Cabe mencionar que para cada área de trabajo el punto de máximo caudal es el que ofrece el punto de intersección de la curva de pérdidas con la curva $H(Q)$ de la bomba, ya que un mayor

caudal supone una pérdida de presión superior a la presión que puede aportar la bomba para manejar el caudal deseado.

En nuestros experimentos como hemos dicho se va a modificar la presión siguiendo la curva $H(Q)$ de la bomba; esto conlleva la ventaja de que aún sin medir la presión en la salida de la bomba con un sensor sabemos que ésta siempre trabajara siguiendo la curva $H(Q)$ por lo que para cualquier valor de caudal en la instalación podemos deducir el valor de presiones en la boca de impulsión de la bomba.

La medida de presión importante es por tanto la de la entrada de la tobera, ya que conociendo dicha presión podremos estimar el coeficiente de pérdidas de presión en la tobera. A continuación se presentan una explicación de las gráficas y curvas que se van a presentar en los experimentos de medida de presión en la entrada de la tobera

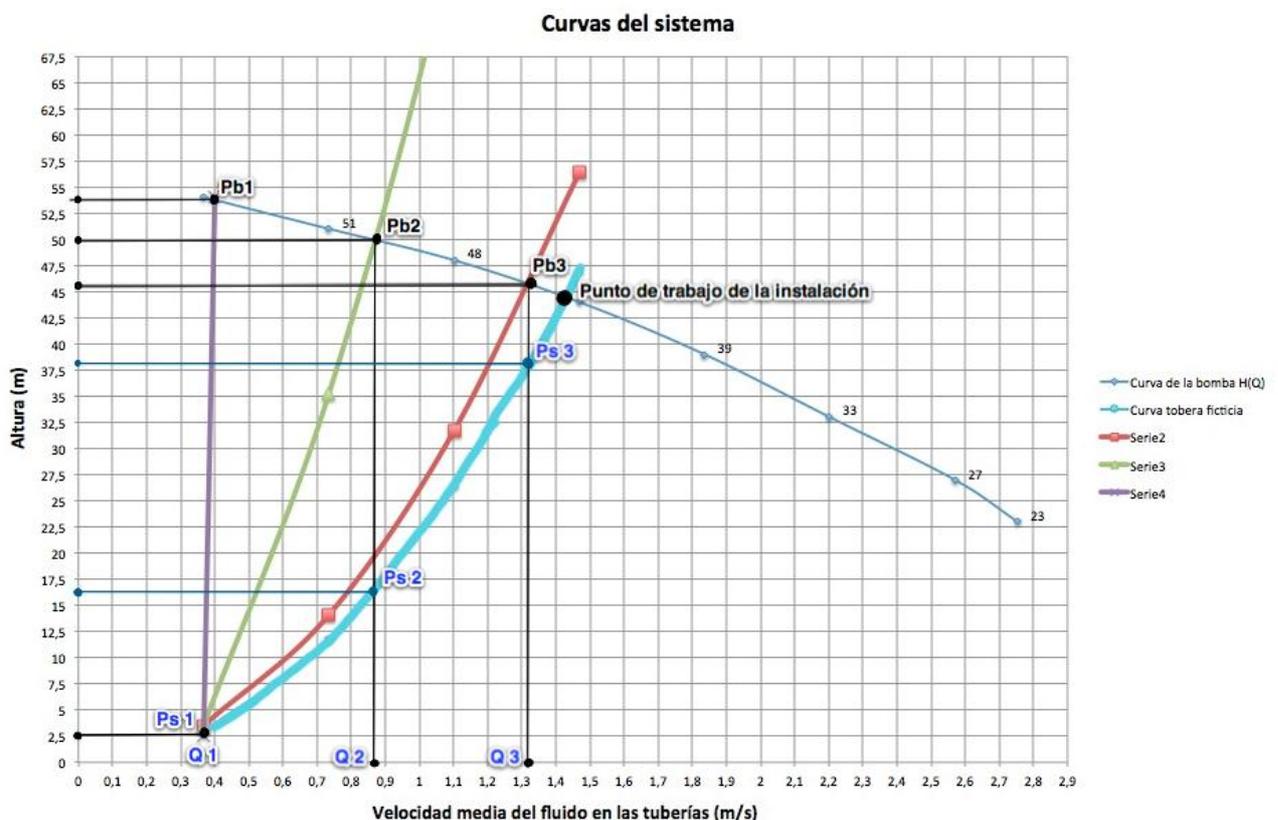


Figura 80. Explicación de medidas de presión

En la imagen anterior aparecen curvas ficticias que se asemejan a lo que posteriormente veremos en los experimentos. Lo que se pretende obtener con las medidas de presión de las pruebas es la curva llamada “curva tobera ficticia” y que variará en función del diámetro de salida de la tobera del sistema.

Para graficar esta curva se ha seguido el siguiente proceso en los experimentos:

1. Se cierra casi al extremo la válvula de compuerta de la instalación de modo que el punto de partida del experimento sea el indicado por la curva llamada "serie 4". De este modo tendremos que la válvula crea una gran pérdida de presión en la instalación y obliga a la bomba a trabajar en un punto de presión $Pb\ 1$ y caudal $Q\ 1$, siendo la presión que mediremos en la entrada de la tobera mediante el sensor de presión $Pt\ 1$, muy próxima a cero.
2. Seguidamente se aumenta el caudal de la bomba abriendo la válvula de compuerta para disminuir la pérdida de presión que ésta introduce al sistema y de esta forma mover el punto de trabajo de la bomba a una presión $Pb\ 2 < Pb\ 1$ y un caudal $Q\ 1 > Q\ 2$. Se consigue entonces mediante esta operación reducir la pérdida en la válvula de compuerta, que ahora tendrá un valor de $Pb\ 2 - Pt\ 2$. Ahora la presión que mediremos en la entrada de la tobera será $Pt\ 2 > Pt\ 1$, con lo que hemos obtenido un segundo punto de presión y caudal con el que mas tarde graficar la curva del sistema para nuestro diámetro de apertura.
3. Realizando esta operación múltiples veces se obtienen datos de presión en la entrada de la tobera $Pt\ 1, Pt\ 2, Pt\ 3, \dots, Pt\ n$ y unos datos de caudal $Q\ 1, Q\ 2, Q\ 3, \dots, Q\ n$ que no ayudarán a obtener la curva del sistema en función del diámetro de apertura que tengamos en ese momento en la tobera. El último punto marcado en la gráfica como punto de trabajo de la instalación es el punto en el cual la válvula de compuerta está totalmente abierta y la pérdida de presión que introduce es prácticamente nula, siendo la pérdida de presión de la tobera la que marca este punto de trabajo del sistema.

6.1.1.2 VARIACIÓN DE APERTURA DE LA TOBERA

Otro de los objetivos del proyecto es calcular mediante los datos obtenidos en las mediciones de los distintos experimentos el coeficiente de fricción K de la tobera en función del diámetro de apertura de éste, y más tarde compararlo con las expresiones teóricas citadas en apartados anteriores.

Según las especificaciones del fabricante de la Turgo, a la que pertenece la tobera estudiada, el diámetro de apertura nominal de funcionamiento es de 11 mm. La tobera como se muestra en la imagen a continuación viene cerrada de fábrica, por lo que puede abrirse hasta tener el diámetro de salida deseado.



Figura 81. Fotografía de la tobera sin apertura

Debido a esto se decide realizar experimentos variando el diámetro de apertura de la tobera, de manera que se comience por el menor diámetro posible e ir abriéndolo de manera progresiva. La apertura de la boquilla de la tobera se realiza mediante un torneado o fresado de la tobera, de manera que se va recortando longitudinalmente la boca hasta que se abre un orificio del diámetro deseado.

Se ha decidido realizar experimentos de variación de diámetro de apertura de la tobera para tres diámetros distintos, lo cual da como resultado tres valores del coeficiente K distintos correspondientes a cada apertura, con lo que será posible obtener una tendencia de los valores del factor K en función de la relación de diámetros de entrada y salida en la tobera.

Al realizar la primera operación de apertura de la tobera e ir recortando su longitud, ésta muestra el primer orificio lo suficientemente uniforme de 4,5 mm de diámetro, por tanto se decide que éste será el diámetro de apertura de partida en las pruebas. Se decide que las variaciones del diámetro de apertura de la tobera sean de 1 mm para poder observar cambios tangibles en los valores medidos de las pruebas, por lo que se realizan experimentos para 4.5 mm, 5.5 mm y 6.5 mm de diámetro de apertura.



Figura 82. Fotografía de la tobera tras realizar la primera operación de apertura de 4,5 mm de diámetro de salida

La variación del diámetro de salida de la tobera supone ante todo una variación de la pérdida de presión de presión creada por este elemento en el sistema, lo que nos permite variar el rango de caudales y presiones que puede ofrecer la bomba de un experimento a otro.

6.1.1.3 VARIACIÓN DE EXCITACIÓN Y TIPOLOGÍA DE EXCITACIÓN DEL ALTERNADOR

La conversión de energía mecánica de las turbinas a energía eléctrica se realiza mediante un alternador de coche descrito brevemente en el apartado de la instalación. Este tipo de generadores requieren de un sistema de excitación para la generación de electricidad. En nuestro caso, al tratarse de un alternador de coche esta excitación se debe realizar alimentando los terminales correspondientes del alternador con una batería de 14 V de corriente continua. El alternador además posee un regulador cuyo objeto es mantener la tensión en los bornes de salida del alternador conectados a la carga o batería siempre en 14 Vcc.

Ya que nuestra instalación no dispone de una batería para alimentar nuestro alternador se decide excitar el alternador usando una fuente de tensión trifásica conectada a un convertidor CA/CC para obtener un salida de tensión continua monofásica con la que alimentar los bornes del alternador.

Básicamente la instalación eléctrica se basa en los siguientes componentes

- Fuente trifásica usada para proporcionar la excitación del alternador.
- Rectificador CA/CC que permite alimentar el alternador usando la fuente trifásica
- Alternador para obtener energía eléctrica a partir de la energía mecánica de la turbina
- Resistencias usadas como elementos de disipación de potencia y simulación de carga en el alternador.
- Aparatos de medida de magnitudes eléctricas (polímetros)
- Fuente de alimentación de CC para alimentar el caudalímetro.

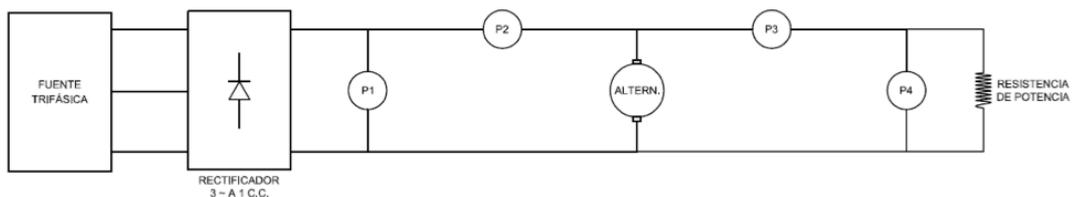


Figura 83. Esquema eléctrico de la instalación (obtenido del PFC de Alberto Gregoris Braña)

Al usar una fuente de tensión para alimentar la excitación del alternador se gana la posibilidad de actuar sobre la magnitud de esta excitación, por lo que se decide realizar los experimentos modificando dicha tensión de excitación cuando se utiliza la excitación independiente en el alternador y estudiar en qué grado afecto esto al rendimiento del conjunto.

Siendo así, van a realizarse dos experimentos importantes en los que se va a modificar el tipo de excitación del alternador, teniendo experimentos en los cuales el alternador incorpora un regulador y es excitado mediante la fuente de tensión (experimento llamado “con regulador”) y otro experimento en el cual se retira el regulador y se excita el alternador de forma independiente.

MONTAJE Y EXPLICACIÓN DE EXPERIMENTOS CON REGULADOR

El experimento con regulador ofrece el siguiente montaje.

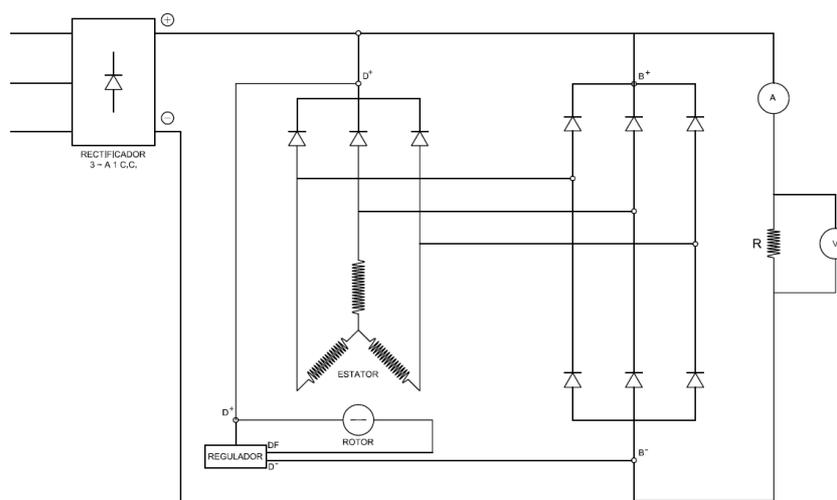


Figura 84. Montaje usado en los experimentos con regulador (obtenido del PFC de Alberto Gregoris Braña)

En los experimentos con regulador va a estudiarse el efecto sobre el rendimiento del conjunto de turbina y alternador la modificación de la carga del alternador, para lo que se modificará la resistencia conectada a los bornes de salida del alternador. Además esto permitirá tomar medidas de tensión y corriente en la salida del alternador con lo que podremos caracterizar la potencia obtenida y el rendimiento del conjunto.

Como se observará más adelante cuando se presenten los datos obtenidos en los experimentos, debido a la inclusión del regulador en el alternador, el rendimiento del conjunto es demasiado bajo. Se decide entonces que resulta de mayor interés de cara al proyecto retirar el regulador del conjunto y modificar el tipo de excitación del alternador por un excitación independiente, lo cual como se muestra en los resultados provoca un aumento de rendimiento considerable del conjunto.

Se realizan entonces tres experimentos con regulador, usando resistencias de 6Ω , 10Ω y sin carga o resistencia.

MONTAJE Y EXPLICACIÓN DE EXPERIMENTOS SIN REGULADOR

Como hemos comentado debido al bajo rendimiento obtenido en los experimentos con regulador se decide modificar el tipo de excitación del alternador por un sistema de excitación independiente. Esto como veremos en los resultados implica un aumento del rendimiento de la instalación a costa de obtener una salida de potencia eléctrica de tensión e intensidad variable, en vez de una tensión constante e intensidad variable como en el caso del uso con regulador (en caso de que funcionase como es debido).

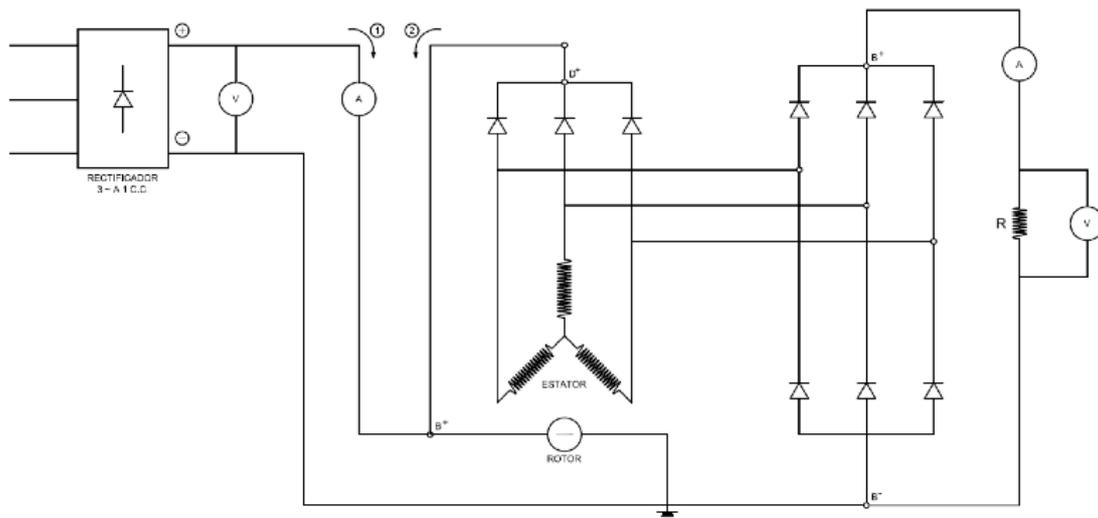


Figura 85. Montaje usado en los experimentos con excitación independiente (obtenido del PFC de Alberto Gregoris Braña)

Por las cuestiones anteriormente citadas se realizan pruebas bajo las mismas condiciones para el alternador con regulador y para el alternador con excitación independiente, y en el caso de el alternador con excitación independiente se varía la tensión de excitación del alternador.

Al utilizar una fuente de tensión se hace posible la modificación de la tensión de excitación del alternador, con lo que se decide estudiar el impacto en el rendimiento del sistema de esta variable. La modificación de esta variable influirá en el par resistente eléctrico creado en el rotor del alternador y que permite la generación de energía eléctrica, lo que se busca con este experimento es buscar el nivel óptimo de excitación que permite al alternador generar con la menor potencia de excitación, lo que implica un aumento del rendimiento.

Se realizan entonces cuatro experimentos con excitación independiente, usando resistencias de 6Ω , 10Ω , 20Ω y sin carga o resistencia para cuatro niveles de excitación distintos de 10, 8, 6 y 2 voltios.

Si se requiere información más detallada de la parte eléctrica de la instalación léase el proyecto de Alberto Gregoris Braña.

6.1.1.4 Variación de carga en el alternador

Como se ha dicho, la instalación no dispone de una batería para almacenar la energía eléctrica obtenida mediante el alternador, por lo que para realizar las medidas de potencia eléctrica generada se hizo necesario la conexión de resistencias en los bornes de salida del alternador a modo de cargas que consumen la potencia de salida del alternador.

Se decide realizar pruebas modificando la resistencia conectada en el alternador y estudiar qué consecuencias derivan de estos cambios en lo que al funcionamiento del conjunto se refiere. Es gracias a estas resistencias que se obtienen medidas de tensión e intensidad en los bornes de salida del alternador (potencia eléctrica generada en los bornes de salida del alternador).



Figura 86. Resistencias variables utilizadas en la instalación

En resumen, se tiene un **primer grupo** de experimentos en los que se ha **variado el diámetro** de apertura de la tobera incluida en la instalación con el fin de realizar un estudio más orientado al punto de vista hidráulico y del estudio de pérdidas en las instalación.

Para cada uno de estos diámetros encontramos un **segundo grupo** de pruebas, con tres bloques de experimentos, en las que se ha modificado el tipo de excitación del alternador con el fin de conseguir un mejor funcionamiento del conjunto, alternador con **regulador**, alternador con **excitación independiente** y la prueba de **vacío**.

Dentro de las pruebas de alternador con regulador se realizan un **tercer grupo** de pruebas en distintas condiciones en la que se modifica básicamente la carga en bornes de salida del alternador, manteniendo la tensión de excitación constante. Estos cuatro experimentos son los nombrados como **$R\ 6\Omega$, $R\ 10\Omega$, sin carga**.

A su vez, en el grupo de pruebas de alternador con excitación independiente se han realizado prácticamente el mismo tipo de pruebas que con el alternador con regulador, **$R\ 6\Omega$, $R\ 10\Omega$, $R\ 20\Omega$ y sin carga**. Las variables a medir en estos experimentos pueden verse en la tabla 9.

En las pruebas llamadas **$R\ 6\Omega$ y $R\ 10\Omega$** lo que se modifica es la resistencia en bornes del alternador siendo éstas de 6 y 10 ohmios respectivamente y en las condiciones dependientes de si se realizan en el experimento con regulador o con excitación independiente. Las variables a medir en estos experimentos pueden verse en la tabla 9.

La prueba denominada **sin carga** consiste en dejar en circuito abierto los bornes de salida del alternador y únicamente medir la tensión de salida en estos bornes mediante un polímetro.

Por último en el experimento denominado **vacío** lo que se pretende estudiar es básicamente la velocidad de giro de las turbinas en función de caudal y presión cuando el alternador se encuentra libre de excitación y por tanto de par resistente en su eje.

El conjunto de ensayos se muestra en la tabla 8.

6.2 Caracterización de la instalación

Gracias a la cantidad de datos de presión y caudal obtenidos en todos y cada uno de los distintos experimentos nombrados anteriormente, hemos sido capaces de graficar las distintas curvas del sistema en función del diámetro de apertura de la tobera. Además estos datos de caudal y presión en la entrada de la tobera nos sirven para calcular el factor K de pérdidas de presión en la tobera.

6.2.1 Curvas P-Q del sistema

Siendo así, vamos a presentar primero las curvas de presión para cada uno de los diámetros de apertura de la tobera estudiados (recordemos que han sido 4.5, 5.5, y 6.5 mm de diámetro)

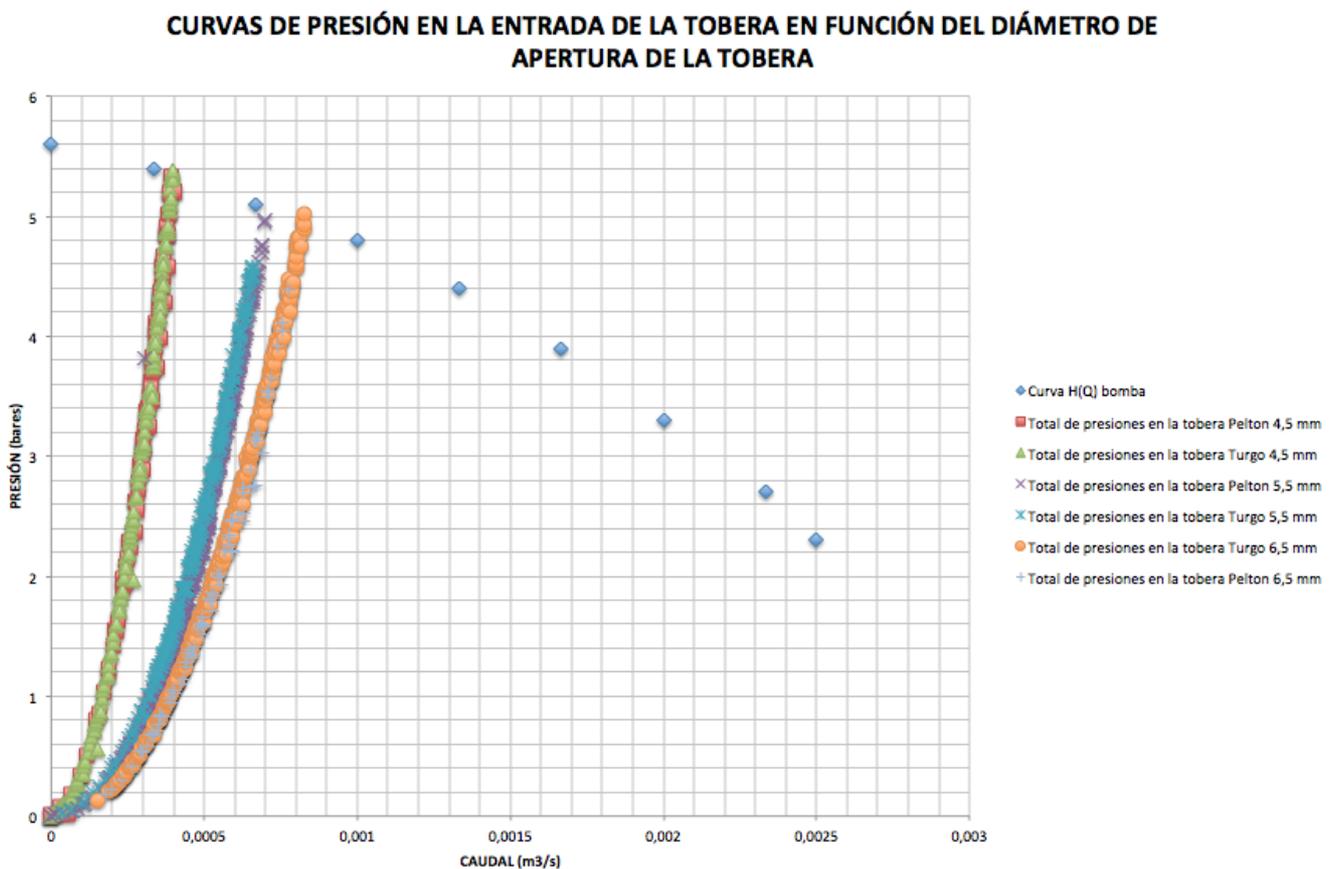


Figura 87. Curvas de presión en la entrada de la tobera para los distintos diámetros de apertura

Todos y cada uno de los puntos que forman estas curvas son la suma de los datos de caudal y presión obtenidos en los experimentos tanto de vacío, con regulador y en excitación independiente para cada diámetro de apertura y para cada turbina.

Los datos de presión y caudal se han obtenido utilizando el procedimiento descrito en el punto 6.1.1.1 variación de caudal y presión, obteniendo como vemos unas curvas muy similares a las curvas ficticias graficadas para explicar el procedimiento.

Puede verse claramente como para una variación de diámetro de la tobera las curvas del sistema (o curva de presión en entrada de la tobera) cambian y se varía así el punto de trabajo del sistema. Como vemos un aumento de la sección de salida de la tobera supone una disminución en la pérdida de presión creada por esta, lo que implica que el punto de trabajo de la instalación se desplace hacia la derecha de la curva $H(Q)$ de la bomba, abarcando así un mayor rango de caudal de aporte de la bomba; lo que implica a su vez una mayor potencia hidráulica introducida en la turbina.

6.2.2 Curvas de Potencia hidráulica

Centrándonos en esto último podemos además de graficar las curvas del sistema para cada diámetro representar la potencia hidráulica introducida en la turbina para cada diámetro de apertura de la tobera. Para calcular la potencia hidráulica en la salida de la tobera haremos uso de la siguiente expresión:

$$P_{HS} = \rho g Q H \quad [W]$$

Como queremos calcular la potencia en la salida de la tobera, hemos de tener en cuenta que no sería correcto utilizar como altura neta la presión que ofrece la bomba, por lo que sustituiremos el término de la altura neta por la presión que tiene el fluido justo cuando sale por la tobera.

Sustituyendo:

$$H = \frac{V_s^2}{2g} \quad [m]$$

donde V_s es la velocidad de salida del fluido, calculada a partir de los datos de caudal obtenidos mediante la ley de continuidad citada en la base teórica.

$$V_s = \frac{A_e}{A_s} \cdot V_e \quad [m/s]$$

$$V_e = \frac{Q}{A_e} \quad [m/s]$$

Con lo que la expresión de la potencia hidráulica nos queda:

$$P_{HS} = \rho g Q \left(\frac{V_s^2}{2g} \right) [W]$$

Aplicando la expresión anterior a todos los puntos de las curvas de presión anteriormente mostrada en la Figura 90, se obtiene la siguiente gráfica.

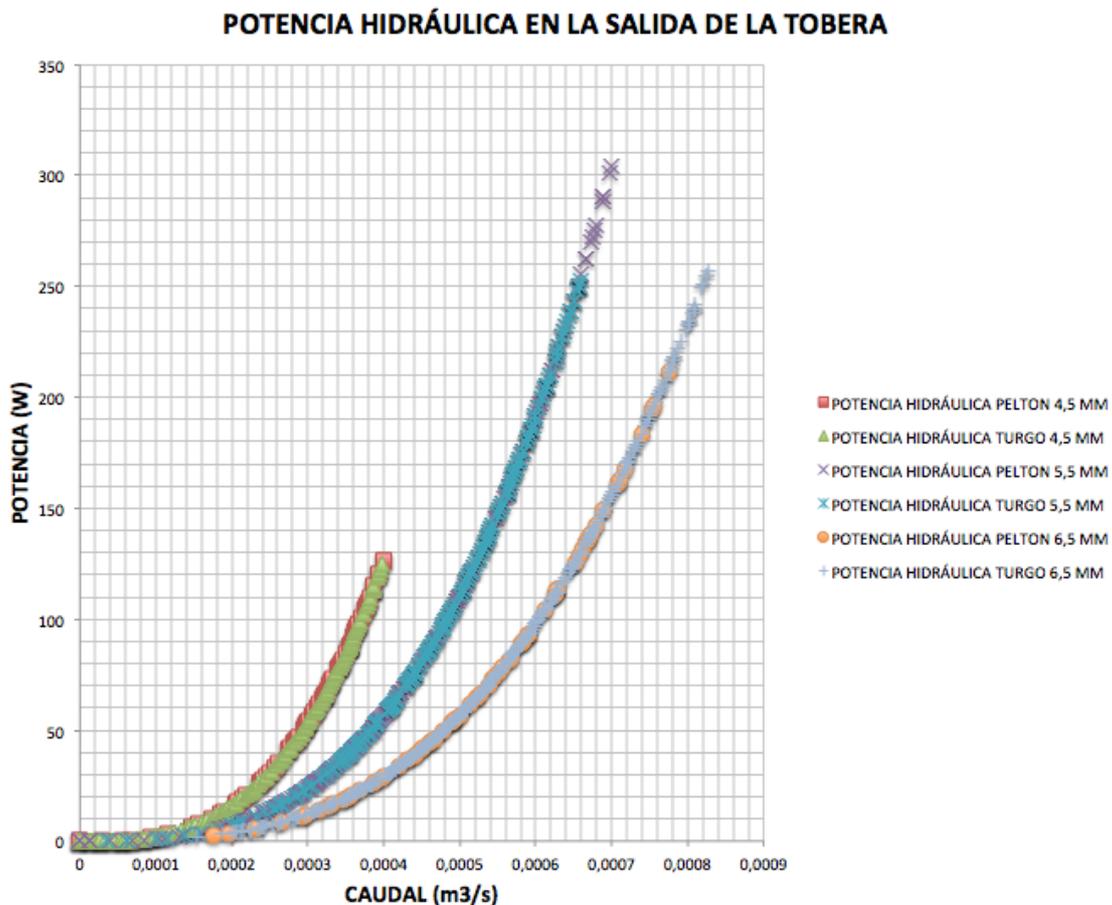


Figura 88. Curvas de potencia en la salida de la tobera para los distintos diámetros de apertura

En la gráfica anterior se muestra la potencia hidráulica en la salida de la tobera para cada uno de los diámetros de apertura usados en los experimentos. Respecto a este gráfico solo comentar que el experimento en el que se ha dispuesto de más potencia hidráulica ha sido el que posee un diámetro de tobera de 5,5 mm, lo cual no ha implicado necesariamente un mayor rendimiento del conjunto.

6.2.3 Cálculo factor K de la tobera

Antes de caracterizar el factor K de la tobera se consultaron varios libros de mecánica de fluidos para obtener alguna aproximación teórica de la pérdida de presión que podría suponer en la instalación la inclusión de la tobera. Se ha decidido utilizar dos aproximaciones obtenidas de los libros de los autores Crane e Idlechick, cuyas aproximaciones se presentan a continuación.

6.2.3.1 Cálculo de factor K según Crane

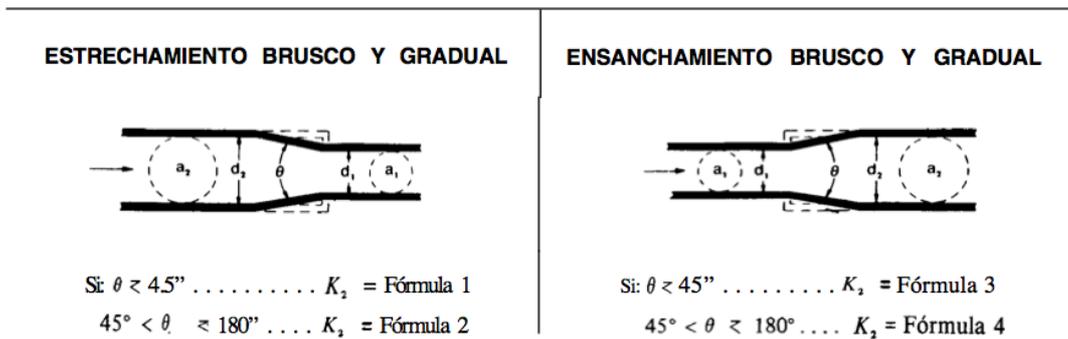


Figura 89. Aproximación teórica del factor K para un estrechamiento brusco y gradual

(*nota: Teoría extraída de Flujo de Fluidos – Crane – Anexo 46*)

En el libro Crane el cálculo del factor K más similar que podemos encontrar al que provoca una tobera es el que provoca un estrechamiento gradual en el circuito, y que se muestra en la imagen anterior.

Lo primero que debe hacerse es hallar el ángulo de estrechamiento que posee la tobera, ya que, como vemos dependiendo de ese ángulo tendremos una expresión distinta.

Las formulas a las que se refiere en estrechamiento brusco y gradual son las siguientes:

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Figura 90. Expresiones para el cálculo del factor K de un estrechamiento gradual

En el caso de nuestro inyector tenemos las siguientes medidas:

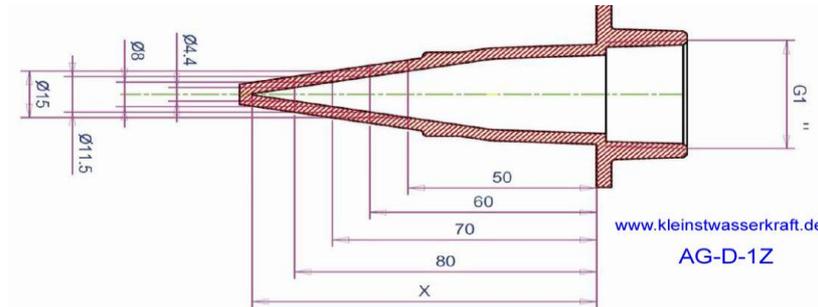


Figura 91. Dibujo del inyector proporcionado por el fabricante

Si se desprecia el ligero estrechamiento del acoplamiento del inyector (que aparece como G1 en la figura anterior) tendremos un diámetro de entrada de:

$$1 \text{ pulgada} = 2,54 \text{ cm} = 25,4 \text{ mm}$$

La longitud del inyector, para un diámetro de salida de 4,5 mm, es de 9 cm medidos sobre el inyector, es decir, tendremos aproximadamente lo siguiente:

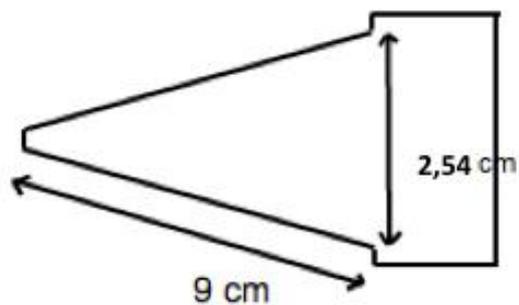


Figura 92. Dibujo con medidas del inyector

Calcularemos ahora el ángulo del estrechamiento gradual que tenemos para ver cuál de las dos fórmulas anteriores hemos de utilizar. Podemos dividir el cono en dos triángulos rectángulos que tendrán las siguientes medidas:

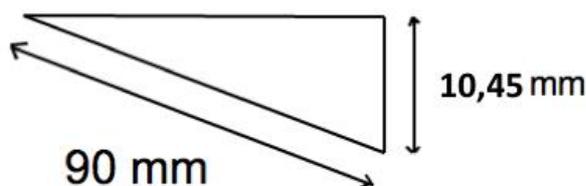


Figura 93. División del cono en triángulos

Los 10,45 mm son el resultado de dividir la cara de entrada de 25,4 mm en dos partes iguales, y restarle además la mitad del diámetro de salida del inyector de 4,5 mm.

$$10,45 \text{ mm} = \frac{25,4 \text{ mm}}{2} - \frac{4,5 \text{ mm}}{2}$$

Calculamos el ángulo:

$$\sin^{-1} \frac{10,45}{90} = 6,67^\circ$$

El ángulo al que se refiere la fórmula es que forman ambas caras del cono, así pues el ángulo de conicidad de la tobera es de $\theta = 6,67 \cdot 2 = 13,34^\circ$.

Una vez hallado el ángulo si volvemos a la elección de las fórmulas debemos utilizar la fórmula 1, correspondiente a ángulos menores a 45° .

$$K = \frac{0,8 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4}$$

donde:

$$\beta = \text{relación de diámetros} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{\text{diámetro menor}}{\text{diámetro mayor}}$$

Esta K calculada con la expresión anterior está referida al área de entrada del estrechamiento, por lo que para referirla al área de salida usamos:

$$\text{Ley de continuidad} \rightarrow Q_1 = Q_2$$

$$V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2$$

$$V_1 = V_2 \frac{A_2}{A_1} \rightarrow V_2 = V_1 \frac{A_1}{A_2}$$

Como la pérdida de presión debe ser la misma usando cualquier K, podemos escribir:

$$\frac{1}{2} K_1 V_1^2 = \frac{1}{2} K_2 V_2^2$$

sustituyendo una de las velocidades con la expresión anterior:

$$\frac{1}{2} K_1 V_1^2 = \frac{1}{2} K_2 \left(V_1 \frac{A_1}{A_2} \right)^2$$

$$\frac{1}{2}K_1V_1^2 = \frac{1}{2}K_2V_1^2 \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

Despejando:

$$K_1 = K_2 \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

$$K_2 = K_1 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2$$

Ahora podemos calcular el factor K teórico para cada diámetro de apertura:

- **Diámetro 4,5 mm**

$$K_1 = \frac{0,8 \left(\sin \frac{13,34}{2}\right) \left(1 - \left(\frac{4,5 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}\right)^2\right)}{\left(\frac{4,5 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}\right)^4} = 91,285$$

$$K_2 = K_1 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 = 91,285 \left(\frac{1,59 \cdot 10^{-5}}{0,000324}\right)^2 = 0,2197$$

- **Diámetro 5,5 mm**

$$K = \frac{0,8 \left(\sin \frac{13,34}{2}\right) \left(1 - \left(\frac{5,5 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}\right)^2\right)}{\left(\frac{5,5 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}\right)^4} = 40,28$$

$$K_2 = K_1 \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 = 40,28 \left(\frac{1,59 \cdot 10^{-5}}{0,000324}\right)^2 = 0,2162$$

- **Diámetro 6,5 mm**

$$K = \frac{0,8 \left(\sin \frac{13,34}{2} \right) \left(1 - \left(\frac{5,5 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} \right)^2 \right)}{\left(\frac{5,5 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} \right)^4} = 20,25$$

$$K_2 = K_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 = 20,25 \left(\frac{1,59 \cdot 10^{-5}}{0,000324} \right)^2 = 0,2120$$

Por lo tanto, según la aproximación teórica del Crane obtenemos los siguientes valores para el factor K de la tobera para los tres diámetros de apertura estudiados.

Factores K (Crane)			
Vistas desde entrada		Vistas desde salida	
K1(4,5)	91,35	K2(4,5)	0,2197
K1(5,5)	40,28	K2(5,5)	0,2162
K1(6,5)	20,25	K2(6,5)	0,2119

Tabla 10. Factores teóricos según Crane

6.2.3.2 CALCULO DEL FACTOR K SEGÚN IDLECHICK

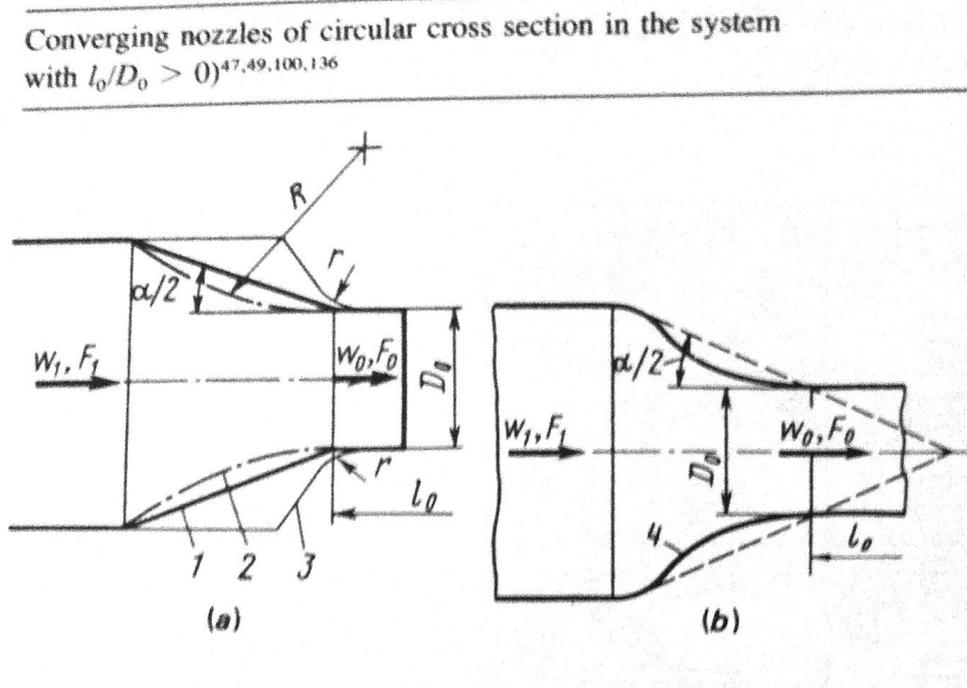


Figura 94. Imagen del libro Idlechick

Nuestro caso es el marca como 1 ya que nuestra tobera es cónica de sección rectilínea:

$$\zeta = (-0,0125n_0^4 + 0,0224n_0^3 - 0,00723n_0^2 + -0,0044n_0 - 0,00745)(\alpha_r^3 - 2\pi\alpha_r^2 - 10\alpha_r) + \zeta_{fr}$$

donde:

- $\zeta = K$ [adimensional]
- $\alpha_r = 0,01745\alpha$
- $\alpha = \text{ángulo de conicidad de la tobera}$ [grados]
- $n_0 = \frac{F_0}{F_1} = \frac{\text{Área de salida}}{\text{Área de entrada}}$
- $\zeta_{fr} = \text{Coefficient of friction resistance}$

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2} \right)$$

donde:

- $n_{ar} = \frac{F_1}{F_0}$

Sustituyendo:

$$\alpha_r = 0,01745\alpha = 0,01745 \cdot 13,34 = 0,232783$$

PARA DIÁMETRO 4,5 MM

$$n_0(4,5) = 0,049043067$$

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2} \right) = \frac{0,019}{8 \sin \frac{13,34}{2}} \left(1 - \frac{1}{(0,049043067)^{-2}} \right) = 0,020398$$

$$\zeta = K = 0,01925 + 0,020398 = 0,03965$$

PARA DIÁMETRO 5,5 MM

$$n_0(5,5) = 0,073261865$$

$$\zeta_{fr} = \zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2} \right) = \frac{0,019}{8 \sin \frac{13,34}{2}} \left(1 - \frac{1}{(0,073261865)^{-2}} \right) = 0,0203386$$

$$\zeta = K = 0,01900825 + 0,0203386 = 0,039347$$

PARA DIÁMETRO 6,5 MM

$$n_0(6,5) = 0,102324423$$

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n_{ar}^2} \right) = \frac{0,019}{8 \sin \frac{13,34}{2}} \left(1 - \frac{1}{(0,102324423)^{-2}} \right) = 0,0202431$$

$$\zeta = K = 0,01874555 + 0,0202431 = 0,038989$$

Finalmente se obtienen los siguientes valores del factor K Idlechick

Factores K (Idlechick)	
K2(4,5)	0,03965
K2(5,5)	0,039347
K2(6,5)	0,038989

Tabla 11. Factores teóricos según Idlechick

6.2.3.3 CALCULOS FACTOR K USANDO DATOS PRÁCTICOS

Para los cálculos del factor K de la tobera en función de su diámetro de apertura se han tomado todos y cada uno de los puntos de presión y caudal medidos independientemente del tipo de experimento, ya que las variables que se modifican de un experimento a otro no influyen en los valores de presión y caudal del sistema; a excepción claro del diámetro de salida de la tobera.

Con estos datos se han obtenido las tres curvas de presión en la entrada de la tobera en función de los distintos diámetros de apertura de ésta y que se han presentado en la figura 90.

Aplicando el siguiente razonamiento a todos los puntos de esas curvas de presión en la entrada de la tobera se obtienen los valores del factor K de la tobera de la instalación.

Aplicando un balance de presiones entre la entrada y salida de la tobera, se llega a la expresión que se muestra a continuación y de la que se ha eliminado la presión atmosférica debido a que el sensor de presión que mide la presión en la entrada de la tobera es manométrico.

$$P_1 = P_{tobera} + \frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2)$$

(El subíndice 1 se refiere a la entrada de la tobera y el subíndice 2 se refiere a la salida de la tobera)

donde:

- $P_1 =$ presión manométrica medida a la entrada de la tobera
- $P_{tobera} =$ pérdida de presión en la tobera
- $\frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2) =$ presión dinámica debido al flujo con velocidad

sustituyendo:

$$P_{tobera} = \frac{1}{2}\rho K_2 V_2^2$$

en la ecuación anterior queda:

$$P_1 = \frac{1}{2}\rho K_2 V_2^2 + \frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2)$$

$$P_1 = \frac{1}{2}\rho (K_2 V_2^2 + (V_2^2 - V_1^2))$$

$$\frac{P_1}{\frac{1}{2}\rho} = (K_2 V_2^2 + V_2^2 - V_1^2)$$

$$\frac{P_1}{\frac{1}{2}\rho} = V_2^2(1 + K_2) - V_1^2$$

$$\frac{\left(\frac{P_1}{\rho/2} + V_1^2\right)}{V_2^2} = (1 + K_2)$$

Finalmente obtenemos:

$$K_2 = \frac{\left(\frac{P_1}{\rho/2} + V_1^2\right)}{V_2^2} - 1 = \frac{\left(\frac{P_1}{\rho/2} - V_2^2 + V_1^2\right)}{V_2^2}$$

Ahora que hemos hallado el factor K en función de las variables conocidas se obtienen los siguientes resultados de factores K para cada diámetro y turbina, que se presentan mediante las siguientes gráficas.

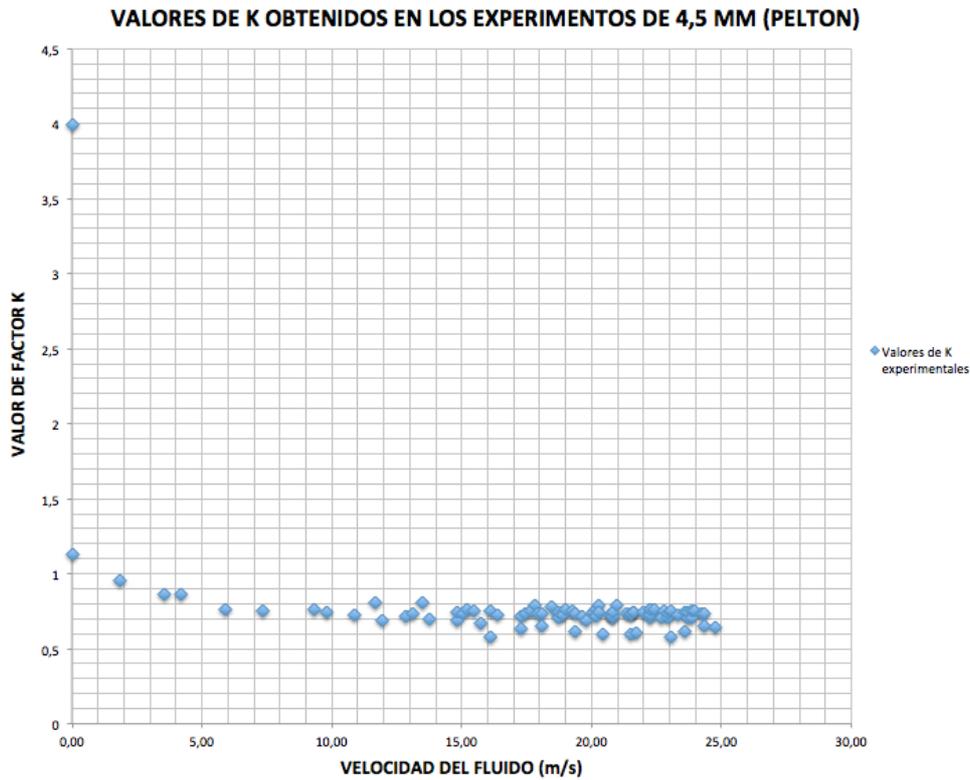


Figura 95. Valores de factor K obtenidos usando los datos de los conjuntos de experimentos de 4,5 mm (Pelton)

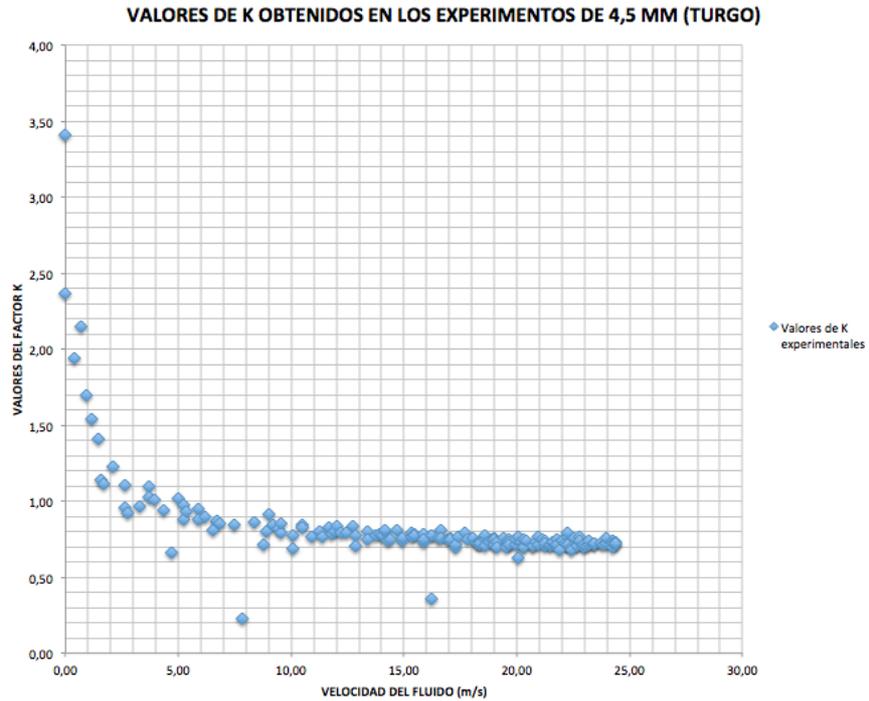


Figura X. Valores de factor K obtenidos usando los datos de los conjuntos de experimentos de 4,5 mm (Turgo)

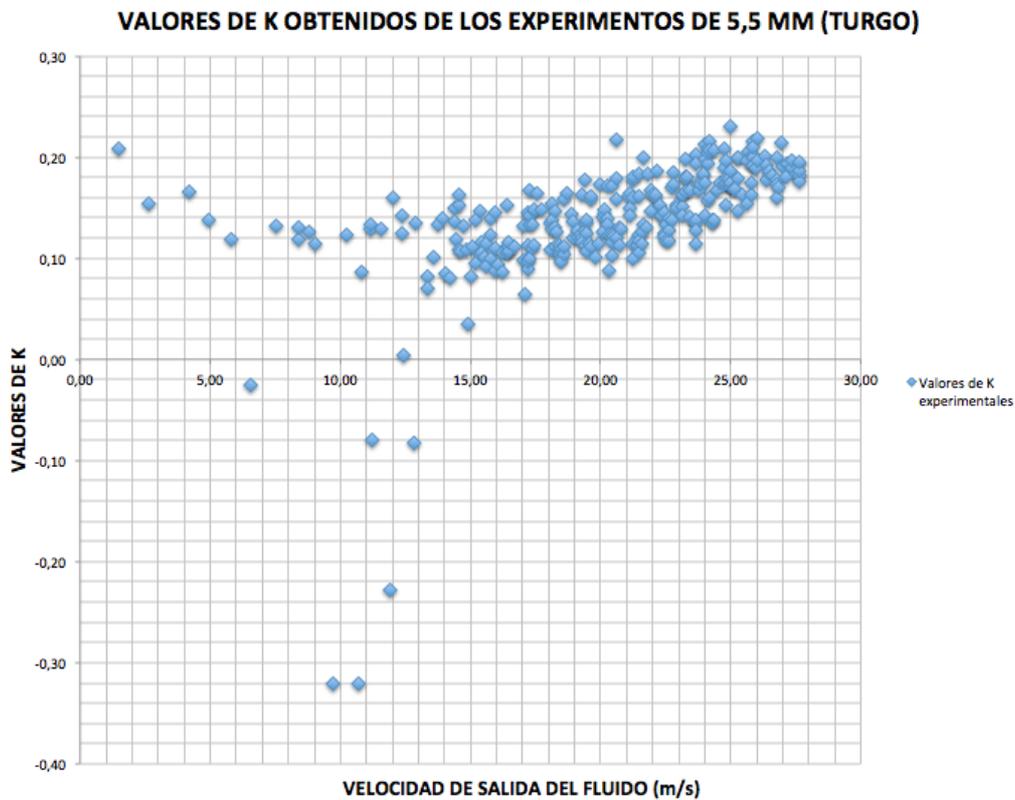


Figura 96. Valores de factor K obtenidos usando los datos de los conjuntos de experimentos de 5,5 mm (Turgo)

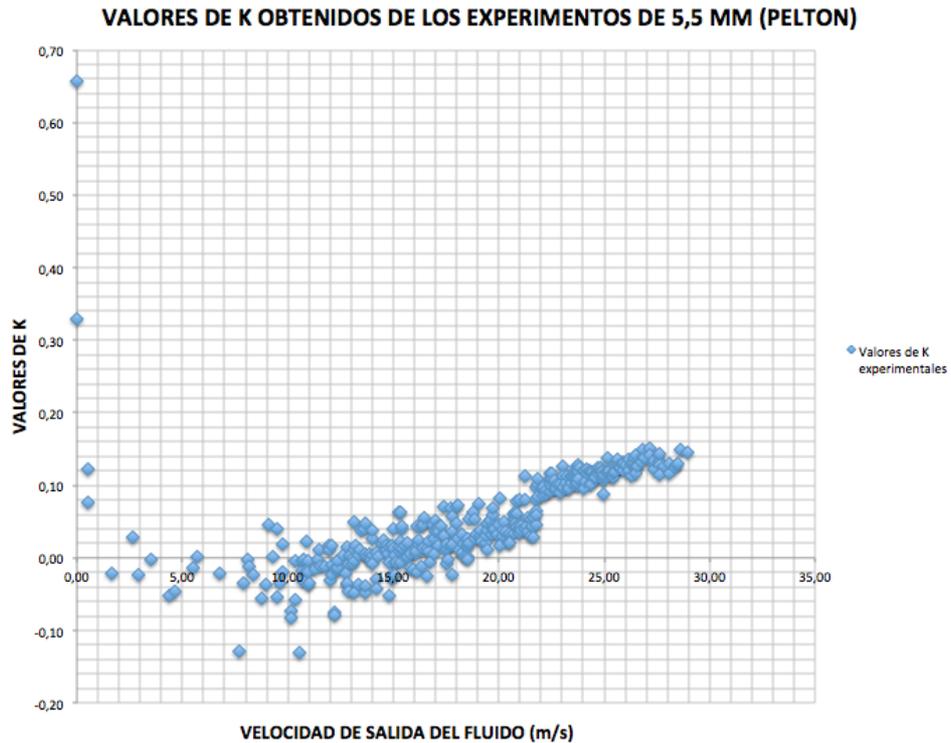


Figura 97. Valores de factor K obtenidos usando los datos de los conjuntos de experimentos de 5,5 mm (Pelton)

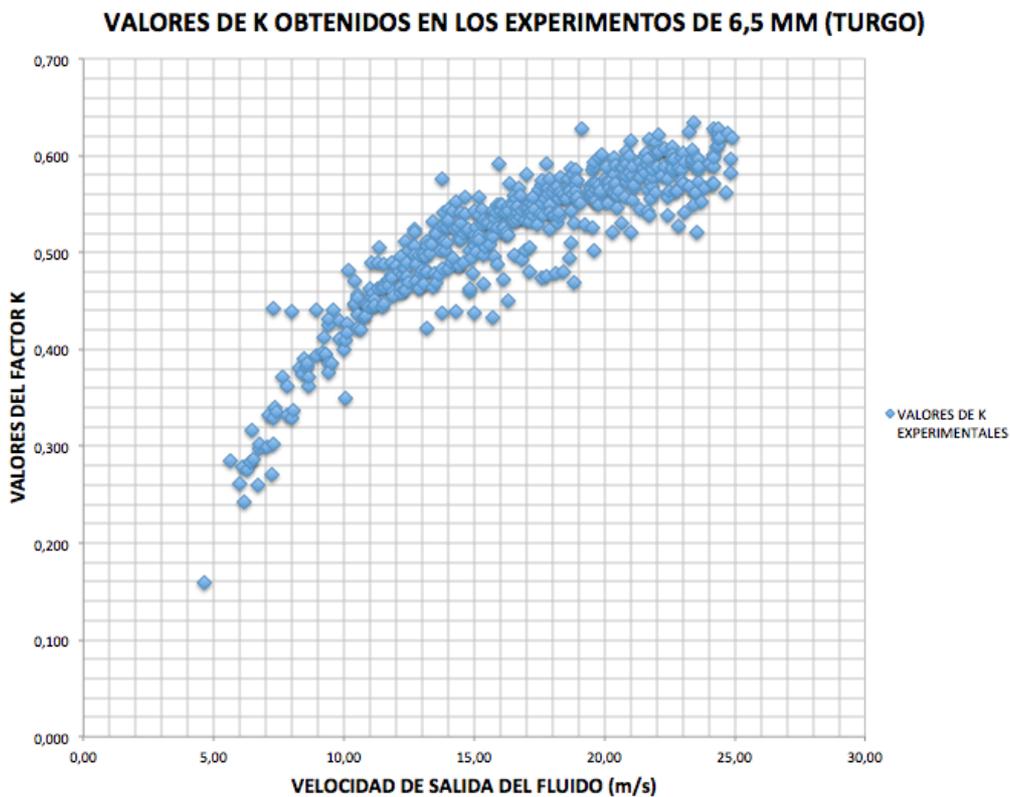


Figura 98. Valores de factor K obtenidos usando los datos de los conjuntos de experimentos de 6,5 mm (Turgo)

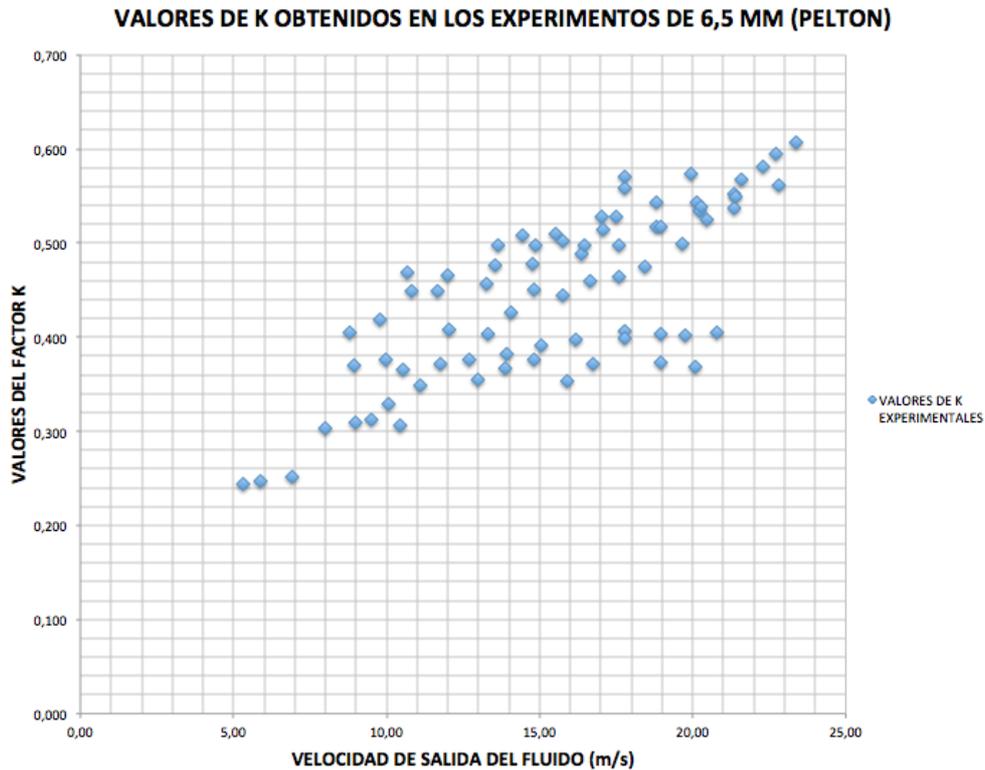


Figura 99. Valores de factor K obtenidos usando los datos de los conjuntos de experimentos de 6,5 mm (Pelton)

		COEFICIENTE K		
		PROMEDIO	VARIANZA	DESVIACIÓN
TURGO	K(4,5)	0,7734	0,0120	0,110
	K(5,5)	0,1397	0,0036	0,060
	K(6,5)	0,5159	0,0060	0,077
PELTON	K(4,5)	0,7332	0,0051	0,0716
	K(5,5)	0,1224	0,3880	0,6229
	K(6,5)	0,4460	0,0078	0,0880

Tabla 12. Valores promedio, varianza y desviación de valores de K prácticos

Como podemos observar en las gráficas para valores bajos de caudal los valores obtenidos para K son muy altos o incluso negativos. Esto se debe principalmente a un error en la medida del caudal, debido a una inestabilidad en el display del caudalímetro para valores de bajo caudal, lo que provoca un error el valor de caudal que a su vez se acumula en el cálculo de la velocidad del fluido y por consiguiente en el cálculo del factor K (esto lo explicaremos más adelante).

Para el cálculo del promedio, varianza y desviación de los valores obtenido de K se han desechado valores muy altos y negativos del factor K.

Los valores son bastante estables a excepción de los datos obtenidos a partir del experimento de 5,5 mm con la turbina Pelton que posee una desviación 5 veces superior al promedio de la medida, lo cual da una idea de lo erróneo que es. Los errores en el cálculo del factor K tiene diversa naturaleza y en las siguientes páginas estudiaremos en más profundidad este fenómeno.

Ahora que hemos hallado los valores medios de las K halladas mediante las medidas de los experimentos vamos a mostrar una comparativa con los valores teóricos que hemos nombrado anteriormente.

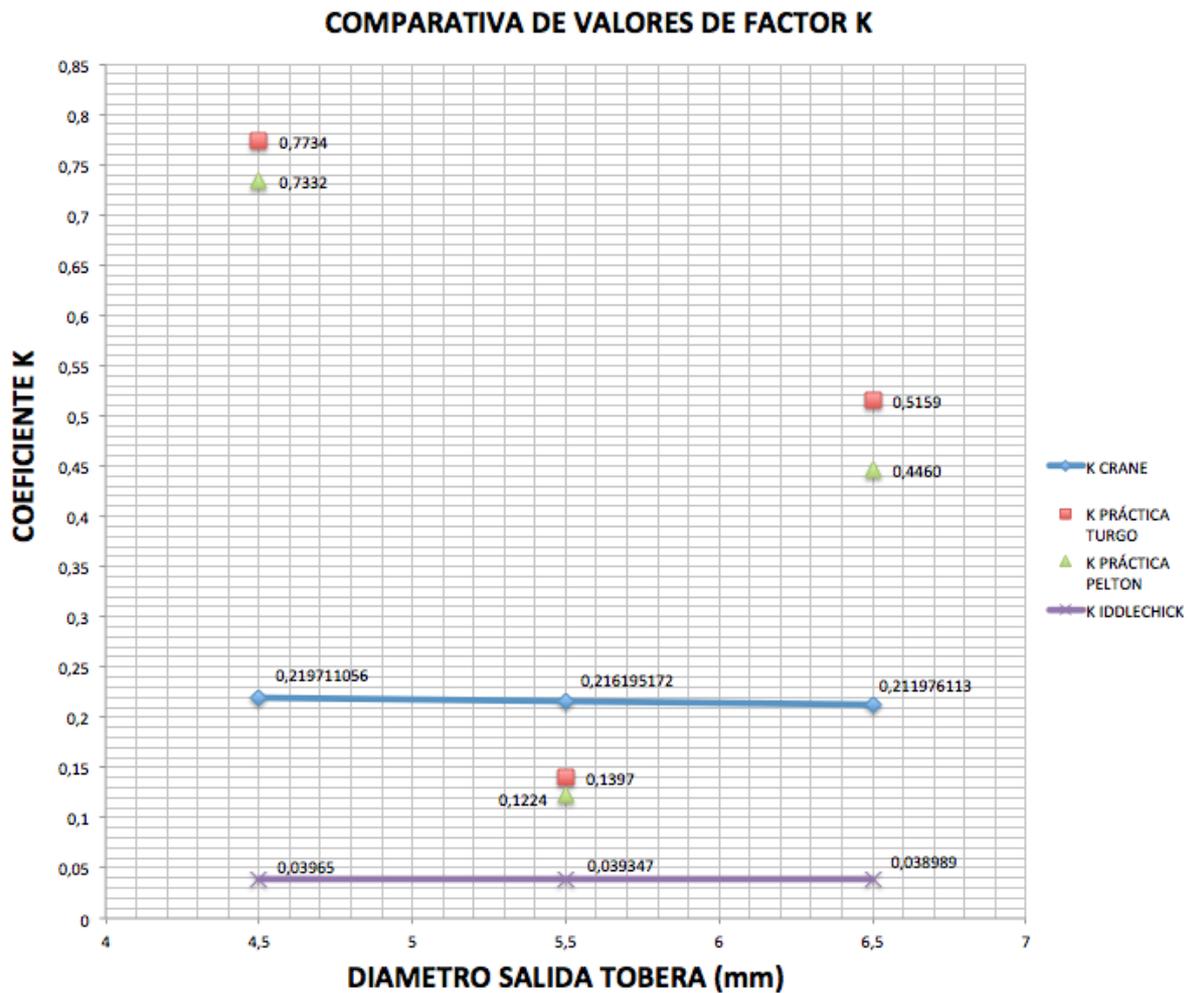


Figura 100. Valores de factor K obtenidos mediante expresiones teóricas y datos prácticos

En la gráfica anterior se muestran los valores teóricos y prácticos de los factores K de la tobera, de lo que cabe destacar varios aspectos acerca de los valores obtenidos. Si nos centramos tan solo en los valores prácticos vemos por un lado que las diferencias entre las K para Pelton y Turgo para un mismo diámetro son muy similares, cosa claramente normal ya que el montaje para una u otra turbina no debe afectar (las K de la tobera se han separado entre turbina por simple hecho de manejar mejor los datos).

Aun siendo similares los valores para los mismo diámetros no encontramos con que para el diámetro de apertura de 5,5 mm los valores de K son presumiblemente demasiado bajos.

Podemos suponer que la tobera al tratarse de una contracción gradual disminuirá su factor K inversamente proporcional a su área de salida, es decir $K_{4,5} > K_{5,5} > K_{6,5}$. Vemos como esto no ocurre, bien porque $K_{6,5}$ tiene un valor demasiado alto o porque por el contrario $K_{5,5}$ adquiere un valor demasiado bajo, con lo que no se tiene ese decrecimiento proporcional al aumento de área de salida.

Esta diferencia tan significativa entre los valores prácticos y los valores teóricos comparados probablemente sea debido a la acumulación de errores de medida de las magnitudes que influyen en el cálculo de este factor K.

En el cálculo del factor K influyen principalmente las siguientes variables medidas:

- Presión en la entrada de la tobera
- Diámetro de salida de la tobera
- Caudal de flujo

La presión en la entrada de la tobera ha sido medida con un sensor de presión bastante preciso, pero que aun siendo preciso puede ocurrir que se hayan cometido errores de medida a causa de burbujas de aire formadas en el tubo de conexión entre sensor y tubería. Además cuando trabajábamos en los puntos de altas presiones en la entrada de la tobera, los valores en el display del sensor variaban y eran algo inestables, presumiblemente debido a la gran turbulencia del flujo en la entrada de la tobera. Aun así el error en la presión medida parece ser menos significativo que los siguientes.

Un error en la medida del área de salida de la tobera influye de manera muy notable en el cálculo de la velocidad de salida del fluido, siendo ésta inversamente proporcional al área de salida.

$$V_2 = V_1 \frac{A_1}{A_2}$$

A su vez el área de salida es proporcional al cuadrado del diámetro de apertura de la tobera.

$$A_2 = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2$$

Si ahora nos vamos a la expresión del factor K para los datos prácticos.

$$K_2 = \frac{\left(\frac{P_1}{\rho/2} + V_1^2\right)}{V_2^2} - 1 = \frac{\left(\frac{P_1}{\rho/2} - V_2^2 + V_1^2\right)}{V_2^2}$$

Tenemos que ese error al cuadrado que podemos estar arrastrando del diámetro vuelve a elevarse al cuadrado a introducir la velocidad en la ecuación. El diámetro de salida de la tobera se ha medido con un calibre que ofrece una precisión de una décima de milímetro, que aunque es muy preciso, al estar midiendo un diámetro tan pequeño es considerable.

De la misma manera que en la velocidad del fluido influye el diámetro de salida de la tobera también lo hace el valor del caudal.

$$Q = V_2 \cdot A_2$$

El valor del caudal se obtiene a través del caudalímetro que incorpora la instalación que recordemos que su salida se hace pasar por una resistencia en la cual se mide la tensión y está a posterior se transforma mediante una ecuación en un valor de caudal. El polímetro utilizado para medir la tensión tiene un rango de error bastante bajo ya que ofrece dos decimales de precisión en su display. Aunque el polímetro no tenga un error que pueda influir tanto, el caudalímetro es un rotámetro, y para caudales bajos ofrece unos datos de salida bastante inestables y que se reflejan como hemos visto antes en que los valores de K prácticos obtenidos para caudales bajos son negativos o muy bajos a causa de este fenómeno.

Durante la toma de datos en los diferentes experimentos que componen el proyecto se observó además un fenómeno que puede influir bastante en el factor K de la tobera. Cuando se alcanzaban velocidades altas de salida del fluido se observaba que a veces se creaba un estrechamiento del flujo más allá del área de salida, se estrechaba la vena líquida, creando un efecto como el que se muestra a continuación.

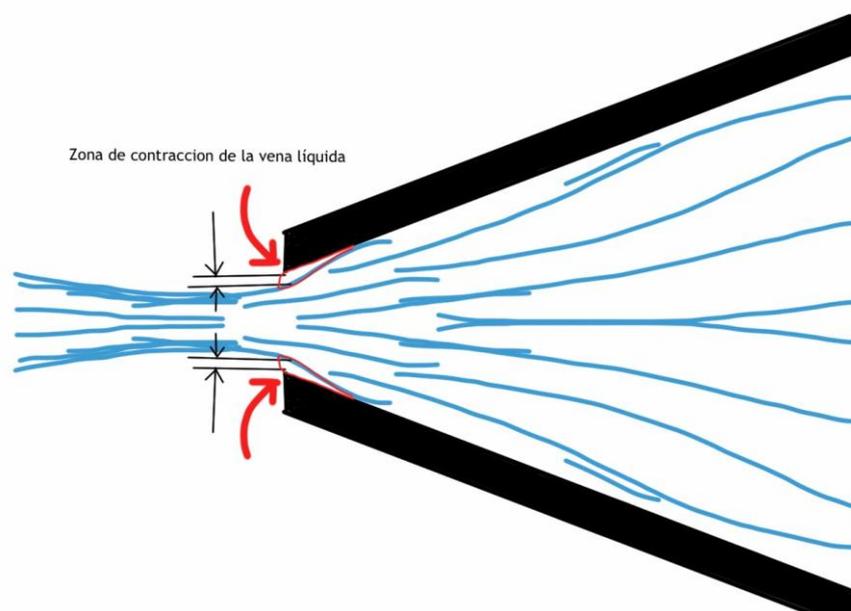


Figura 101. Estrechamiento de la vena líquida

Este hecho podemos suponer que hace que el diámetro de la vena líquida se estreche al menos otro $0,1 \text{ mm}$. Además este fenómeno acumulado al error de $\pm 0,05 \text{ mm}$ debido a la medida del calibre puede suponer un diferencia notable del valor K. Estos errores pueden

ocurrir o no de manera simultánea, llegando a acumular un error de hasta $-0,15\text{ mm}$ o $+0,05\text{ mm}$ de extremos.

Por tanto parece razonable pensar que el error puede estar en una mala medida del diámetro de apertura de la tobera. A continuación se muestra el efecto que provoca en el cálculo del factor K un aumento y disminución de $0,1\text{ mm}$ en la medida del diámetro de salida de la tobera.

		COEFICIENTE K (VARIACIÓN)		
		PROMEDIO	VARIANZA	DESVIACIÓN
TURGO	K(4,4)	0,6690	0,0150	0,123
	K(4,6)	0,9520	0,0104	0,1021
	K(5,4)	0,0210	0,0055	0,074
	K(5,6)	0,1770	0,0066	0,0081
	K(6,4)	0,4270	0,0039	0,063
	K(6,6)	0,4920	0,0052	0,0719
		COEFICIENTE K (VARIACIÓN)		
		PROMEDIO	VARIANZA	DESVIACIÓN
PELTON	K(4,4)	0,5860	0,0043	0,065
	K(4,6)	0,8950	0,0061	0,0782
	K(5,4)	0,0380	0,5964	0,772
	K(5,6)	0,0720	0,0069	0,0833
	K(6,4)	0,3670	0,0057	0,075
	K(6,6)	0,5460	0,0072	0,0851

Tabla 13. Efecto de la variación del diámetro de salida sobre el factor K

COMPARATIVA DE VALORES DE FACTOR K (CON VARIACIONES)

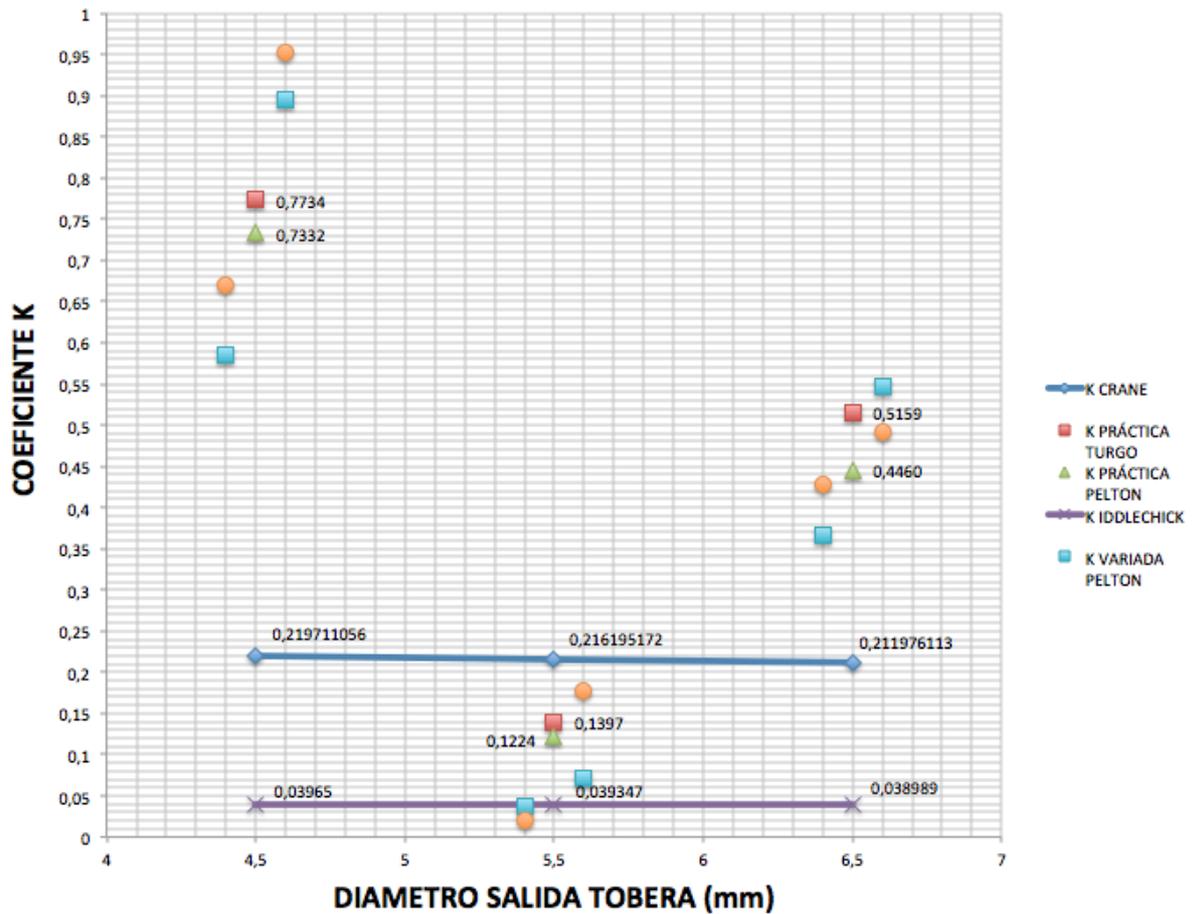


Figura 102. Gráfica donde se muestran los factores K obtenidos a partir de la variación del diámetro de apertura

Como vemos el efecto de variar el diámetro de salida de la tobera influye sobremanera sobre el cálculo del factor K, ocurriendo que, al variar el diámetro los valores del factor K tienden a acercarse (o alejarse más) a los valores teóricos mostrados.

6.3 Caracterización de la turbina Pelton

6.3.1 PRUEBAS EN VACÍO

Como se ha comentado con anterioridad una de las pruebas realizadas es la prueba de vacío, consistente en dejar al alternador libre de cualquier carga, ya sea por la excitación o por un resistencia de salida, con el fin de utilizar el alternador como un simple eje con rodamiento y así poder caracterizar la velocidad de giro y la velocidad lineal periférica que adquiere cada turbina simplemente por el impacto del chorro contra sus palas.

A continuación se muestran la gráfica de las revoluciones adquiridas por la turbina Pelton en función de la velocidad de salida del fluido, que aunque a efectos prácticos es como hablar de caudal, al mostrar las gráficas para cada diámetro sería complicado hacerse una idea de cuanta velocidad de salida del fluido supone ese caudal.

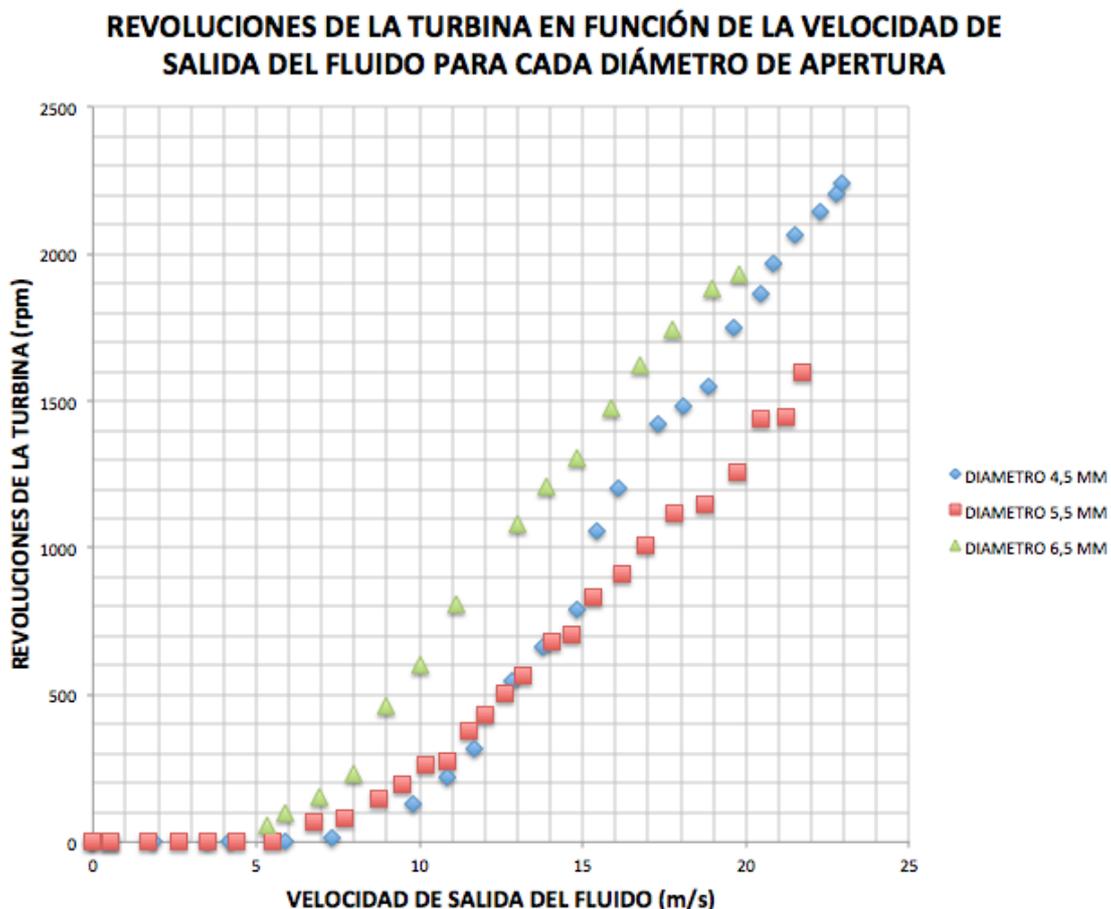


Figura 103. Revoluciones adquiridas por la turbina para los distintos diámetros de apertura

Como podemos apreciar en la gráfica anterior, aun estando el eje de la turbina libre de cualquier carga debida a la excitación del alternador, no se consigue movimiento de la turbina hasta llegados a velocidades del fluido aproximadas de 5 m/s, independientemente claro del

diámetro de apertura de la tobera. Esto se debe al pequeño par mecánico que debe superar la turbina debido al peso del mismo eje de acople con el alternador y al rozamiento, que aunque es bastante bajo, tiene el rodamiento interior del rotor del alternador.

Parece útil para entender el rendimiento que tiene el diseño de la turbina mostrar la velocidad de salida del fluido enfrentada a la velocidad lineal periférica de la turbina, con lo que podremos ver hasta qué punto la turbina adquiere la velocidad de salida del fluido, lo que nos dará una idea del aprovechamiento energético que tienen las cazoletas de la turbina.

Para calcular la velocidad en la periferia de la turbina se ha seguido el siguiente procedimiento:

$$V = \omega \cdot r_{hidr}$$

La expresión anterior muestra la relación entre la velocidad lineal de la turbina en el punto de impacto con el chorro (el radio hidráulico de la turbina) con la velocidad angular. Considerando las medidas del rodete y las cazoletas de la turbina Pelton descritas en el apartado X, se tiene que el radio hidráulico de la turbina es de 65 mm.

Para hallar la velocidad angular basta con tomar las medidas de revoluciones de la turbina en rpm y pasarlas a *rad/s* mediante la siguiente expresión:

$$1 \text{ rpm} = \frac{2\pi}{60} \text{ rad/s}$$

Por tanto, para hallar la velocidad lineal de la turbina para cada valor de revolución obtenido experimentalmente basta con aplicar:

$$V_p = \text{Revoluciones} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,065 \text{ [m/s]}$$

En la gráfica siguiente se muestra la relación V_p/V_s (velocidad lineal periférica entre velocidad de salida del fluido), lo que nos aportara una idea del rendimiento en cuanto a la adquisición de velocidad de la turbina se refiere.

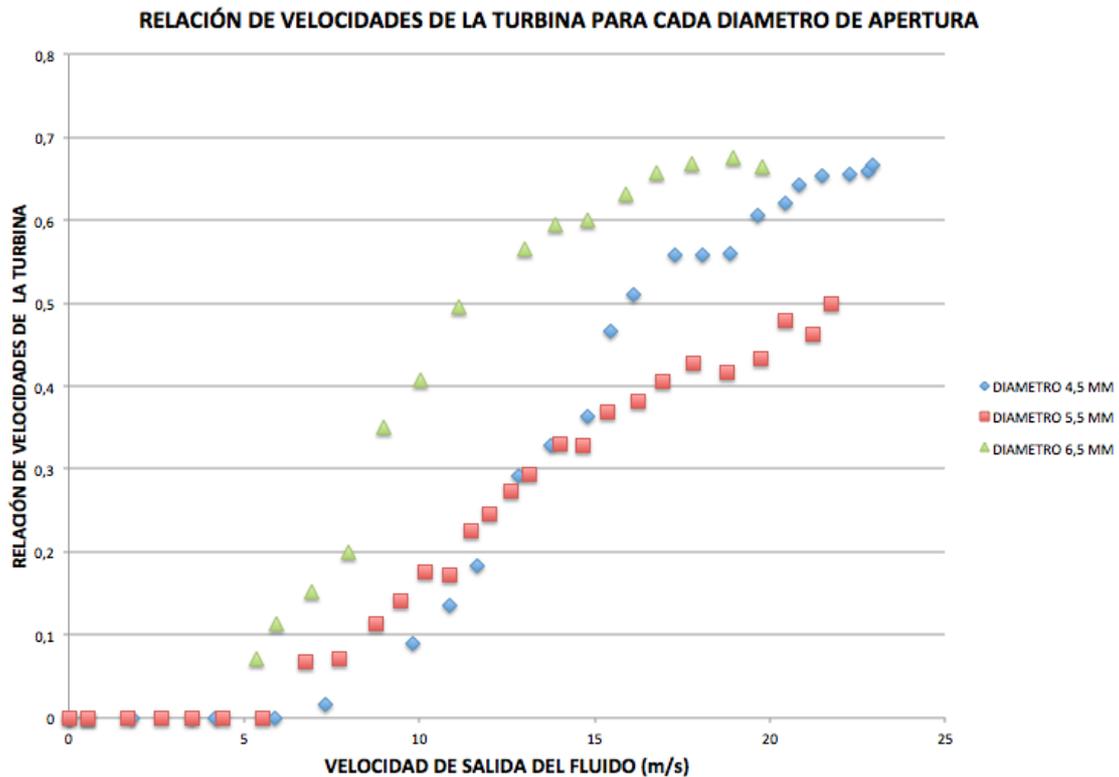


Figura 104. Relación de velocidades en la turbina para los distintos diámetros de apertura

Como podemos observar en la gráfica la relación de velocidades en la cazoleta de la turbina y la velocidad de salida del fluido es bastante inestable. Las curvas para el conjunto de experimentos deberían tener valores muy aproximados para el mismo rango de velocidad de salida del fluido. Puede verse como entre 5 y 10 m/s de velocidad de salida del fluido las curvas correspondientes a los diámetros de 5,5 y 6,5 siguen trayectorias muy similares, hasta que se bifurcan demasiado. Por otro lado, la curva perteneciente al diámetro de 4,5 mm sigue una trayectoria no coherente al resto de curvas, aunque llegados a los valores finales prácticamente se obtengan resultados más parecidos.

Este fenómeno puede deberse a múltiples razones:

- Cabe una alta probabilidad de que se deba a una mala toma de medidas de las revoluciones adquiridas en la turbina. Recordemos que para tomar medidas del régimen de giro de la turbina se ha usado un tacómetro digital que necesitaba de una pegatina reflectante colocada en el ventilador del alternador a la que debía dirigirse un haz luminoso proveniente del tacómetro. El hecho de tener que “apuntar” a esta pegatina manualmente en los experimentos provocaba una dudosa estabilidad en las medidas de revoluciones marcadas en el tacómetro. Este fenómeno provocaba que en ocasiones los valores mostrados en el display del tacómetro variarían 100 o 150 rpm cuando se tenían regímenes altos de revoluciones.

- Otra fuente importante de error de la medida de rpm se debe más bien a un diferente alineamiento del conjunto de turbina-alternador entre los experimentos. Se procuraba siempre antes de cada experimento alinear la tobera con las cazoletas de las turbina, aunque cabía la posibilidad de que debido a las vibraciones provocadas por el funcionamiento se perdiera parte de ese alineamiento.

Observando el comportamiento de la turbina durante los ensayos, se aprecia un pequeño fallo en su diseño que puede afectar a la adquisición de velocidad. Como se ve en el apartado donde se explican los métodos constructivos de la turbina Pelton, se comenta que el agua debe salir despedida de las cazoletas formando al menos un ángulo de 5 grados para evitar de esta manera que agua despedida impacte sobre la cazoleta anterior. Vemos este fenómeno en la imagen siguiente, donde el agua que sale de la cazoleta impacta de lleno a la anterior. Esto tiene un solución fácil, que es cortar un poco el arco que forman las cazoletas de modo que el agua salga despedida tangencialmente y más abierto para que no impacte con la paleta anterior.



Figura 105. Detalle de turbina Pelton

6.3.2 PRUEBAS CON REGULADOR

Estos experimentos con regulador recordemos cuentan con un diferencia entre datos en los que el alternador esta excitado mediante una fuente de tensión (a esto se le denominará de aquí en adelante “*excitación externa*”) y datos en los que la excitación del alternador se desconecta para que éste se auto-excite (a esto se le denominará de aquí en adelante “*auto-excitado*”). En cada experimento, llegados a un punto en el que la tensión de salida del alternador está cercana a los 12 V, se desconecta la fuente de tensión y se pasa de “*excitación externa*” a un “*auto-excitado*” del alternador. El punto de desconexión de la excitación en las gráficas puede corresponder al punto el que la gráfica varía bruscamente sus valores (en los Excel de los experimentos aportados junto al proyecto aparece claramente indicado el punto de desconexión de cada experimento)

En la tabla a continuación aparecen las variables que se ha decidido representar gráficamente, distinguiendo entre los datos obtenidos para el alternador con excitación externa de los del alternador auto-excitado.

Gráficas de pruebas con regulador	Excitación externa	Auto-excitado
R6 y R10	Potencia generada – Velocidad de giro	
	Rendimiento - Velocidad salida	
	Rpm - Velocidad salida	
SIN CARGA	Tensión de salida - Rpm	

Tabla 14. Listado de gráficas de experimento con regulador y 4.5 mm de diámetro

Para calcular la potencia generada en estos experimentos se han utilizado las medidas de tensión e intensidad medidas a través de las resistencias conectadas en los bornes de salida del alternador mediante la expresión:

$$P_{gen} = V_{sal} \cdot I_{sal} [W]$$

Para el cálculo del rendimiento se ha seguido el siguiente proceso:

$$P_{HS} = \rho g Q H_S$$

$$H_S = \frac{V_2^2}{2g} [m]$$

$H_s =$ Altura neta en la salida de la tobera

$$\eta_{MH} = \frac{P_{gen}}{P_{HS}}$$

η_{MH} solo contempla la potencia hidráulica neta en la salida de la tobera y la potencia eléctrica generada en el alternador, no contempla la potencia eléctrica introducida por la excitación (en caso de hacerlo salen rendimientos prácticamente nulos). Esto no es del todo correcto ya que para empezar a generar necesitamos de esa excitación, pero debido a que llegados a un punto se desconecta la excitación, he decidido mostrar los rendimientos de esta manera. Por tanto, cuando veamos rendimientos y potencias generadas positivas antes de la desconexión (excitación externa) en realidad estaremos alimentando el alternador con más potencia eléctrica de la que extraemos (de este punto vendrían rendimientos negativos).

6.3.2.1 PRUEBAS PARA 4,5 MM DE DIAMETRO

- Gráficas de pruebas con regulador con resistencias de salida de 6 y 10 ohmios para turbina Pelton (4,5).

Las siguientes gráficas provienen de los datos obtenidos en las pruebas con resistencias en bornes del alternador de 6 y 10 ohmios antes de la desconexión de la excitación del alternador (excitación externa) y después de la desconexión (auto-excitado).

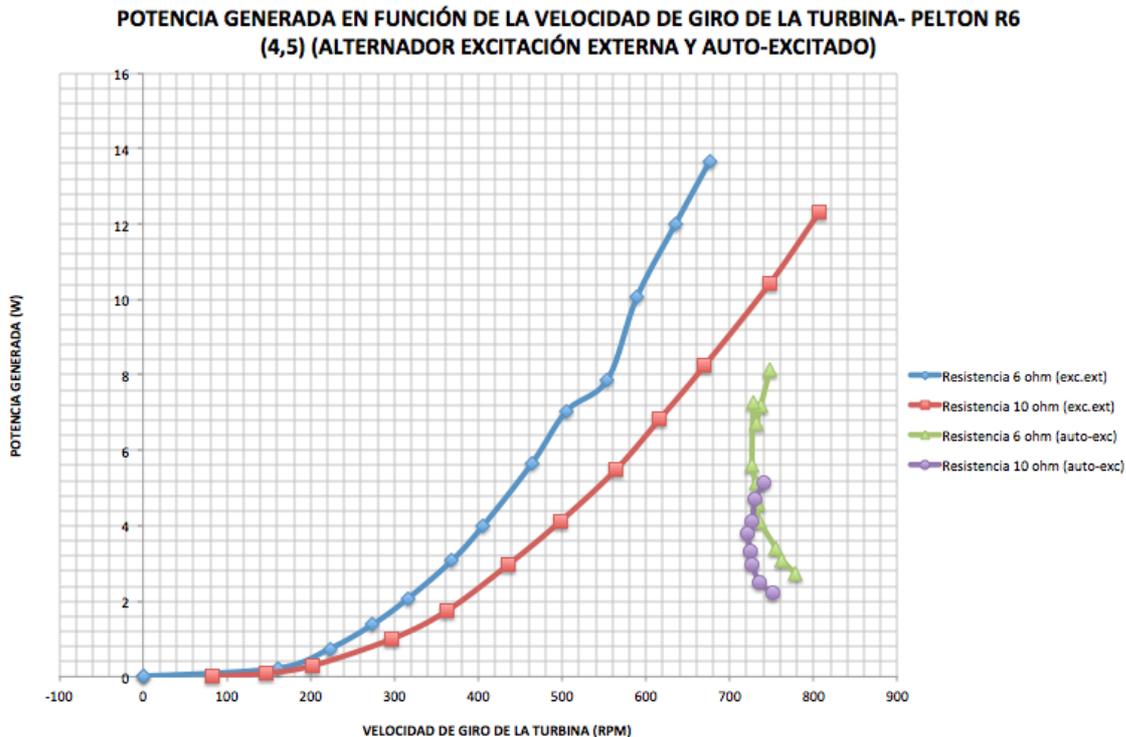


Figura 106. Potencia generada en función de la velocidad de giro (4,5 mm con regulador)

En el eje y se presenta la potencia eléctrica generada en el alternador calculada como se ha explicado al inicio del este apartado 6.3.2 y en el eje x se muestra la velocidad de salida del fluido calculada como se ha explicado en múltiples ocasiones mediante la ley de continuidad.

Como se aprecia cuando el alternador está conectado a la fuente (excitación externa) la potencia crece de manera exponencial a la velocidad de salida del fluido, proporcional a la adquirida por la turbina. Como hemos comentado al explicar los rendimientos, esta potencia generada no es potencia neta, ya que aunque estamos generando potencia en este experimento también le estamos aportando una excitación, superior a la potencia generada (el alternador absorbe unos 12 V y 4 A de media, unos 48 W de potencia eléctrica).

Cuando se desconecta esta excitación y el alternador pasa a auto-excitarse la potencia de salida disminuye drásticamente debido a que ahora el alternador debe aportar la excitación que antes recibía de la fuente. Además en este experimento se desconecta la fuente en el máximo valor de caudal, por lo que solo resta disminuir el caudal y ver hasta qué punto el alternador puede mantenerse auto-excitado. Vemos que cuando el alternador pasa a un estado auto-excitado las revoluciones se mantienen constantes aun cuando se disminuye el caudal, debido al control que ejerce el regulador sobre el funcionamiento del alternador.

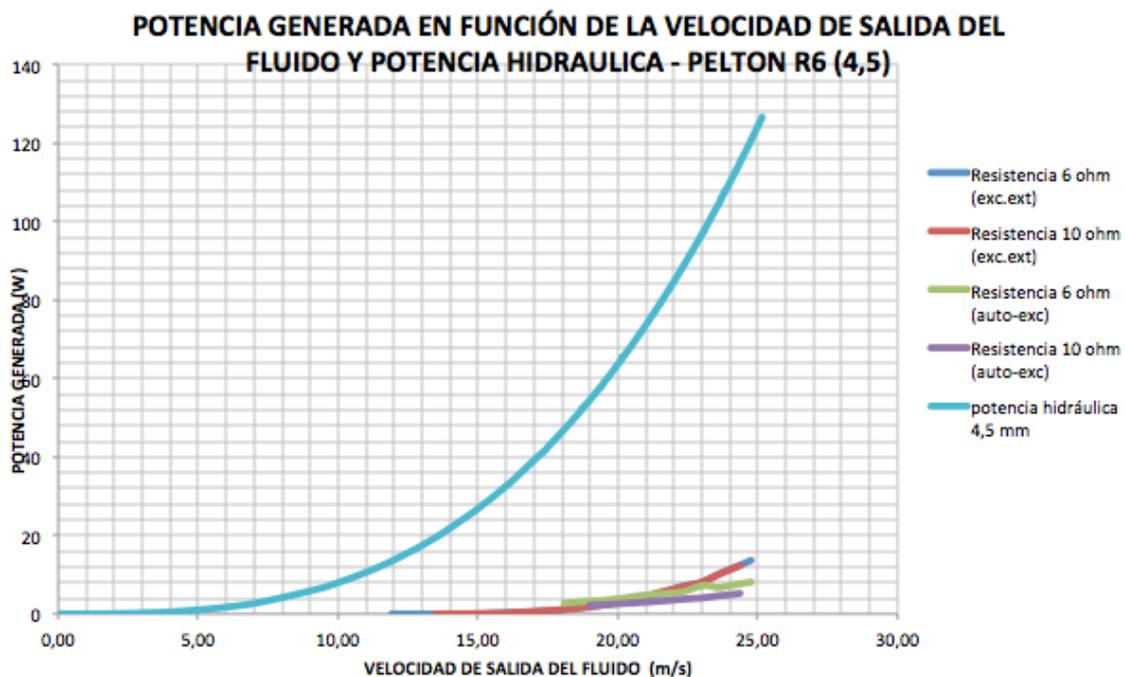


Figura 107. Potencias generadas por el alternador acompañadas de la potencia hidráulica (4,5 mm con regulador)

La gráfica anterior nos sirve para hacernos una idea del bajo rendimiento que se obtiene con estos experimentos, rendimiento que mostramos a continuación.

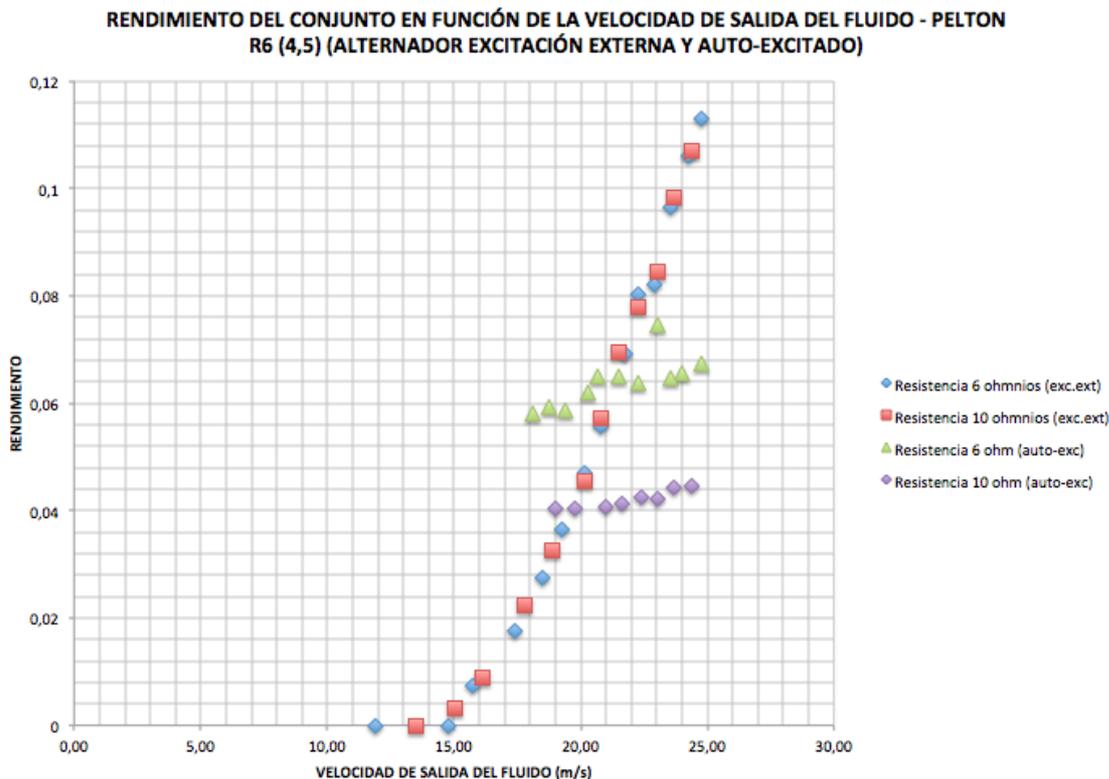


Figura 108. Rendimiento del conjuntos en función de la velocidad de salida (4,5 mm con regulador)

En la gráfica anterior se representa en el *eje x* la velocidad de salida del fluido calculada de la misma manera que para la gráfica anterior. En el *eje y* se presenta el rendimiento del conjunto calculado sobre la potencia eléctrica generada y la potencia hidráulica en la salida de la tobera, como se ha explicado al inicio del apartado.

Como vemos el rendimiento para estos experimentos con regulador es muy bajo, del orden del 10% de máximo cuando el alternador está excitado por la fuente, por lo que recordemos que este rendimiento no es del todo real, ya que no contempla la potencia introducida por la excitación. Los rendimientos reales se dan tras la desconexión donde vemos que apenas se obtienen rendimientos de entre el 5% y 7%. Estos bajos rendimientos fueron la razón principal de buscar un tipo de excitación del alternador que prescindiera del regulador a fin de buscar óptimos de funcionamiento y excitación.

(Esta gráfica ofrece el mismo comportamiento que la si se graficara la potencia generada frente a la velocidad de salida del fluido)

VELOCIDAD DE GIRO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO - PELTON R6 (4,5)
(ALTERNADOR EXCITACIÓN EXTERNA Y AUTOEXCITADO)

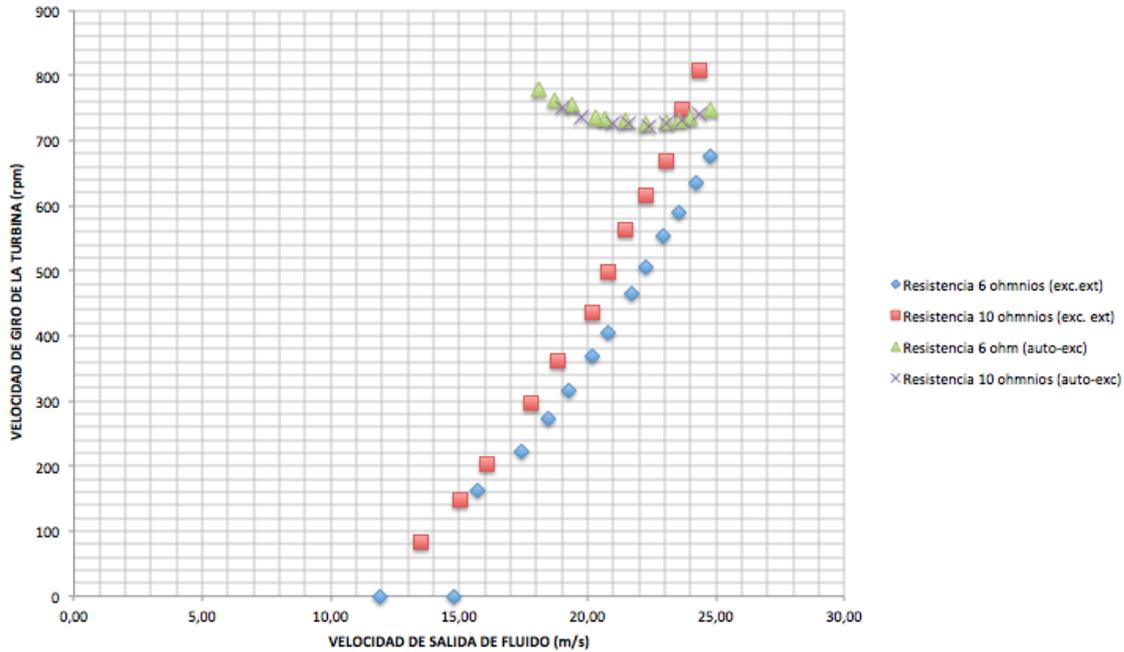


Figura 109. Velocidad de giro de la turbina en función de la velocidad de salida del fluido (4,5 mm con regulador)

En la gráfica anterior se representa en el *eje x* la velocidad de salida del fluido, calculada a partir de los datos de caudal obtenidos en el caudalímetro y en el *eje y* se presenta la velocidad de giro medida de la turbina en rpm. Esta gráfica aporta una mejor visión de los que se comentaba antes con respecto a la estabilidad de la velocidad de giro de la turbina aun con disminuciones de caudal. En la gráfica siguiente comparamos las velocidades de la turbina con la que tiene en los experimentos de vacío, lo que nos da una idea del freno que supone que el alternador se encuentre excitado.

VELOCIDAD DE GIRO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO Y VELOCIDAD DE ENSAYO EN VACIO - PELTON R6 (4,5)
(ALTERNADOR EXCITACIÓN EXTERNA Y AUTOEXCITADO)

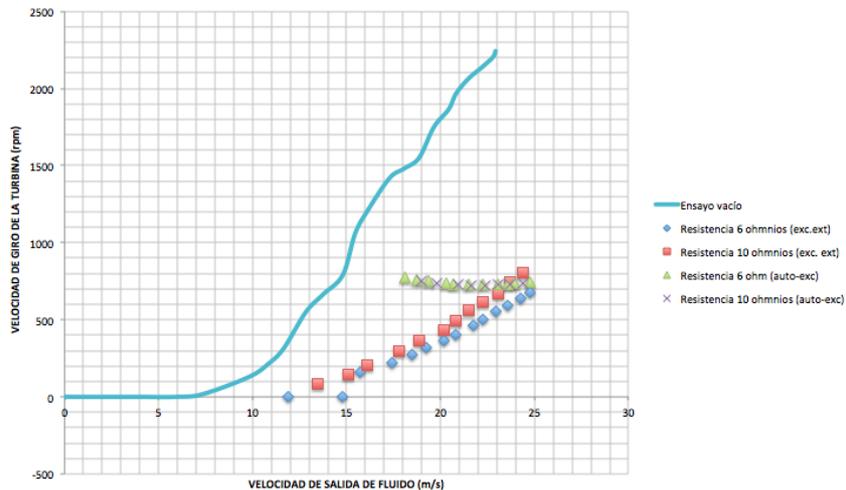


Figura 110. Comparativa de velocidades de giro entre experimentos de vacío y regulador

6.3.2.2 PRUEBAS PARA 5,5 MM DE DIAMETRO

- Gráficas de pruebas con regulador con resistencias de salida de 6 y 10 ohmios para turbina Pelton (5,5).

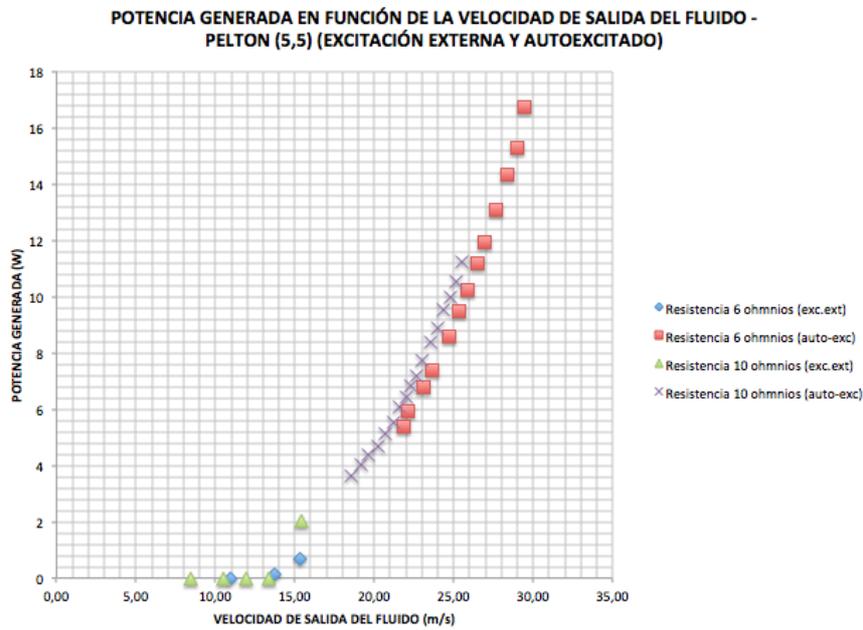


Figura 111. Potencia generada en función de la velocidad de salida del fluido (5,5 mm con regulador)

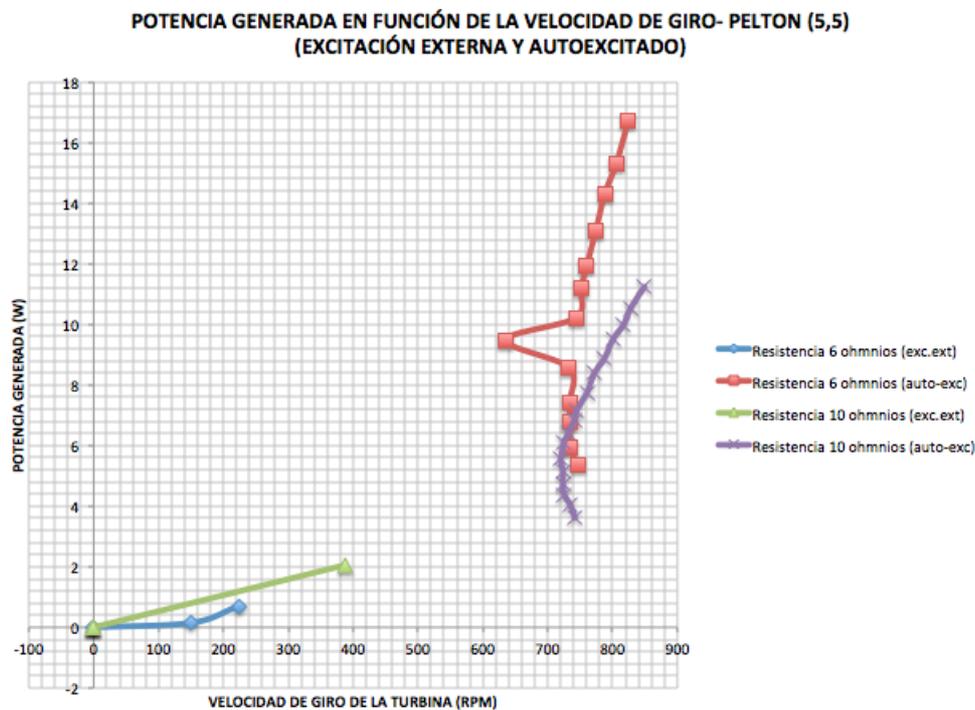


Figura 112. Potencia generada en función de la velocidad de giro (5,5 mm con regulador)

En este apartado se muestra la gráfica de potencia generada frente a la velocidad de salida del fluido puesto que la gráfica que muestra la potencia frente a las rpm no parece demasiado clara. En este experimento por desgracia he debido extraviar algunos datos de la parte en la que el alternador se encuentra excitado por la fuente y no se aprecia bien como se llega al punto de desconexión (ya que a 300 - 400 rpm no se llega a la auto-excitación).

Aun así puede verse un comportamiento similar al mostrado para 4,5 mm, donde una vez en auto-excitación, y esta vez para un aumento considerable del caudal (recordemos que con 4,5 mm no se podía aumentar el caudal, pero ahora en 5,5 mm al haber aumentado el área de salida de la tobera se obtiene un rango mayor de caudales) se mantienen las revoluciones en la máquina bastante constantes.

Al igual que ocurre con el experimento para 4.5 mm, la potencia generada es muy baja y se obtiene igualmente bajos rendimientos, como veremos en la gráfica de la página siguiente.

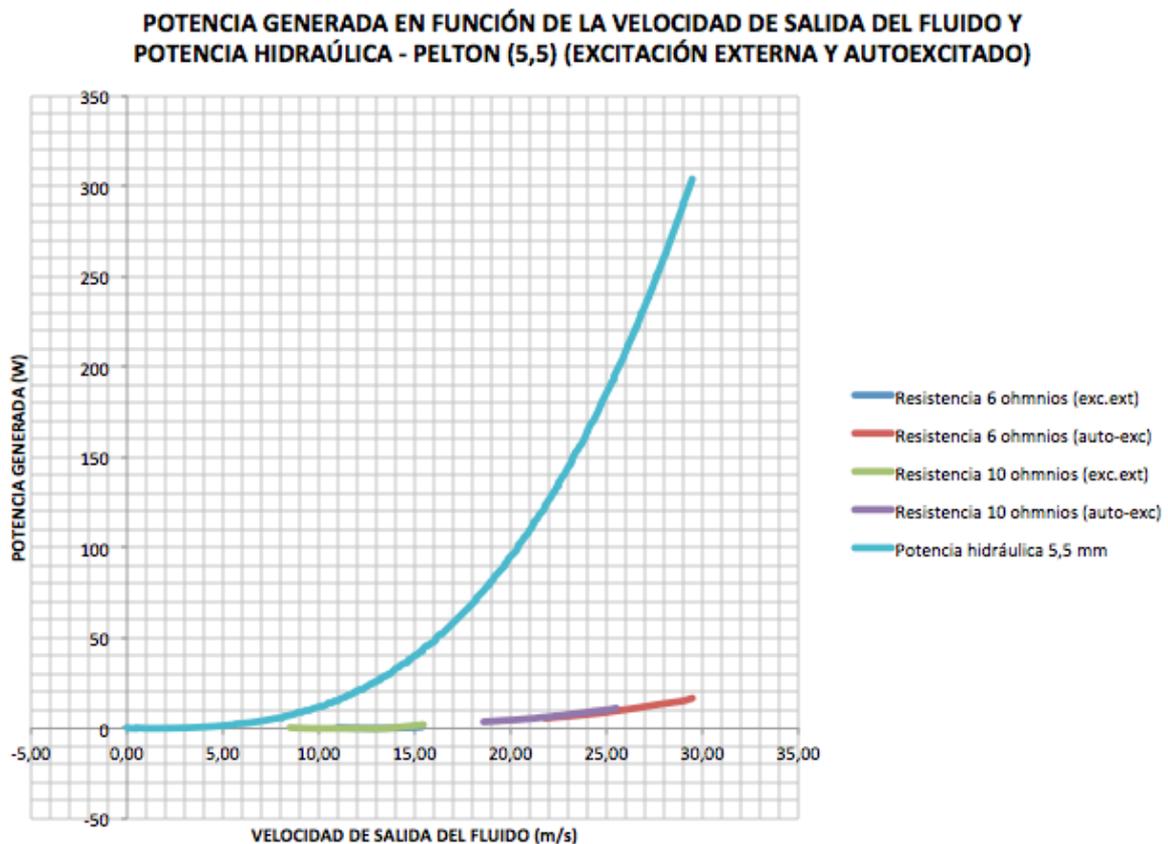


Figura 113. Potencias generadas por el alternador acompañadas de la potencia hidráulica (5,5 mm con regulador)

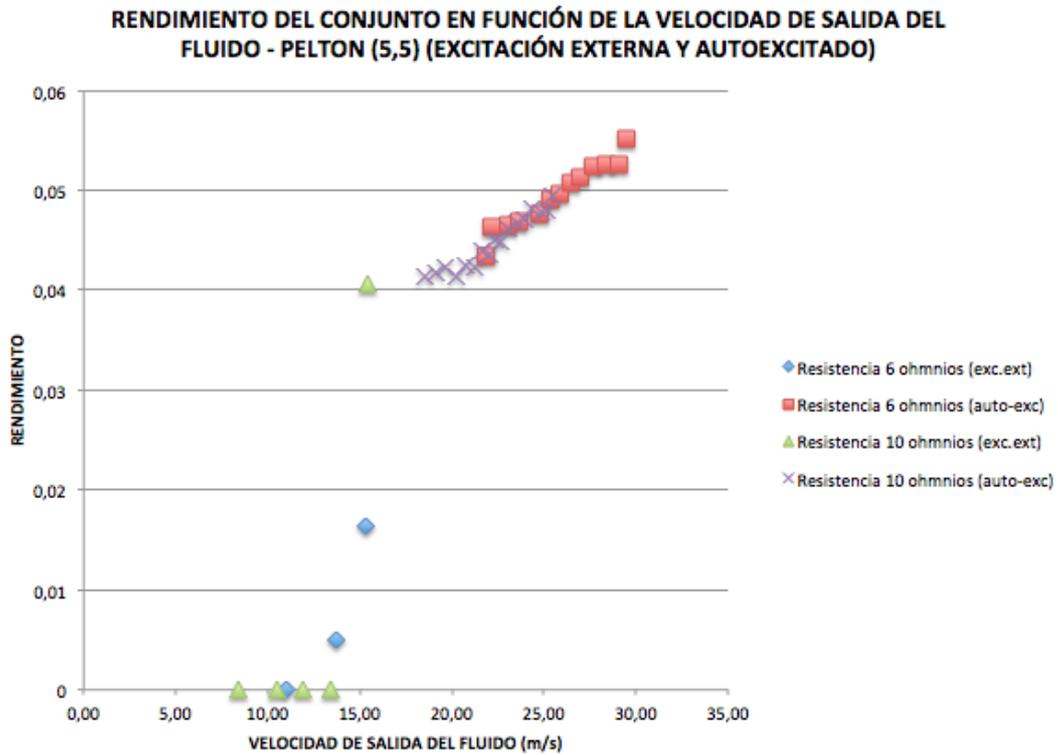


Figura 114. Rendimiento del conjuntos en función de la velocidad de salida (5,5 mm con regulador)

Como decimos se aprecia un comportamiento similar al mostrado en los experimentos de 4,5 mm obteniendo rendimientos de apenas un 5% o 6%.

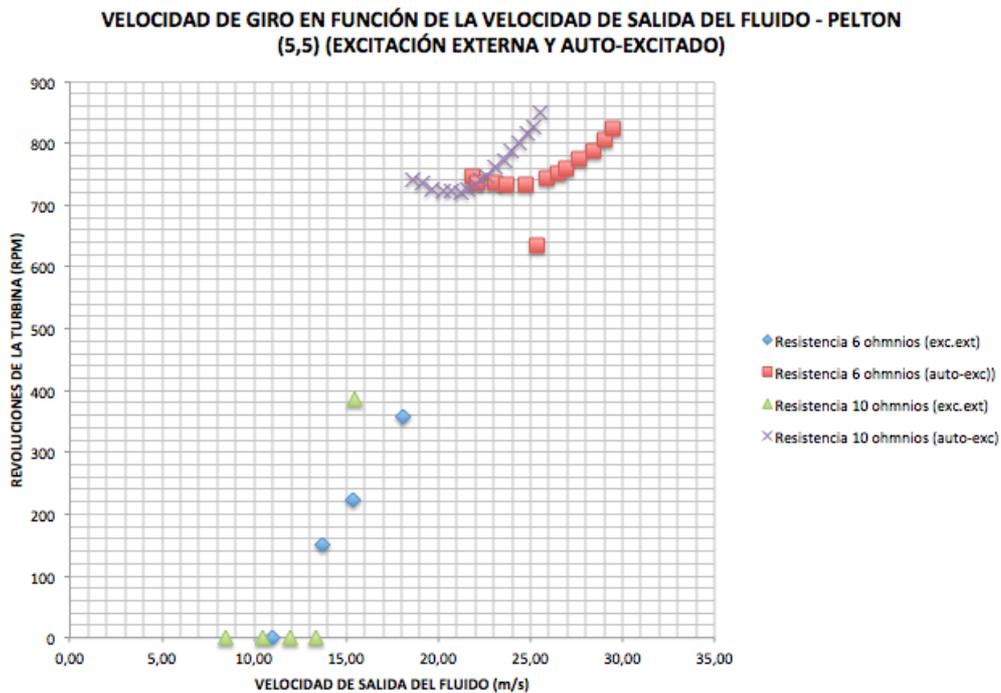


Figura 115. Velocidad de giro de la turbina en función de la velocidad de salida del fluido (5,5 mm con regulador)

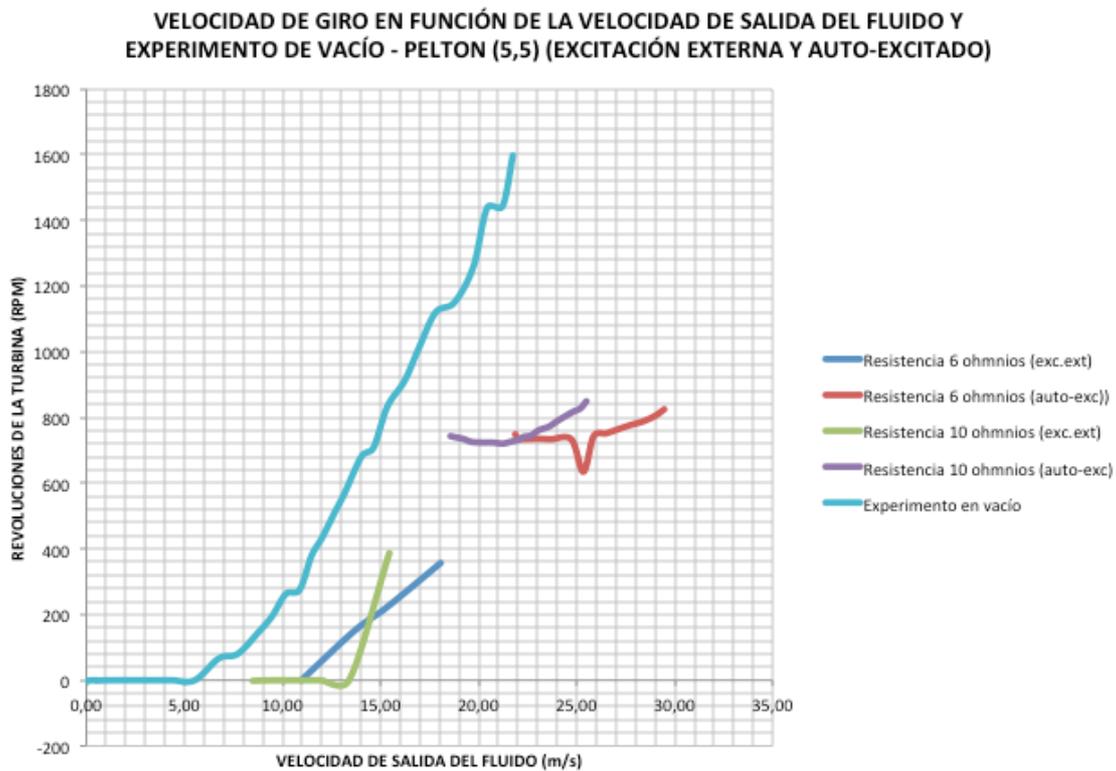


Figura 116. Comparativa de velocidades de giro entre experimentos de vacío y regulador

En la gráfica anterior comparamos de nuevo las velocidades de la turbina con las ofrece en los experimentos de vacío en los que está libre del par resistente debido a la excitación de la fuente.

Como se aprecia, las velocidades de giro de la turbina esta reducidas hasta aproximadamente la mitad de la velocidad que se ofrece en vacío. Puede observarse perfectamente como cuando se encuentra en vacío la turbina aumenta su velocidad linealmente a la velocidad de salida del fluido, provocando un pequeño aumento de caudal un gran aumento en la velocidad de giro; mientras que cuando se está auto-excitado la velocidad de giro no se ve prácticamente afectada antes aumentos o disminuciones de caudal.

6.3.2.3 PRUEBAS PARA 6,5 MM DE DIAMETRO

- Gráficas de pruebas con regulador con resistencias de salida de 6 y 10 ohmios para turbina Pelton (6,5)

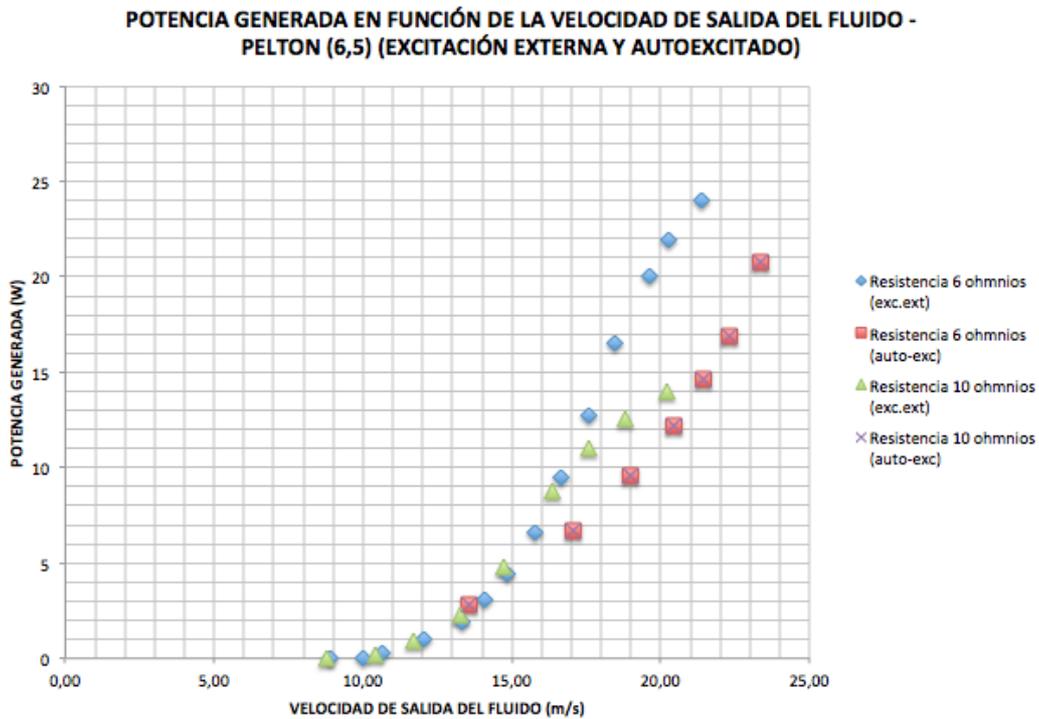


Figura 117. Potencia generada en función de la velocidad de giro (6,5 mm con regulador)

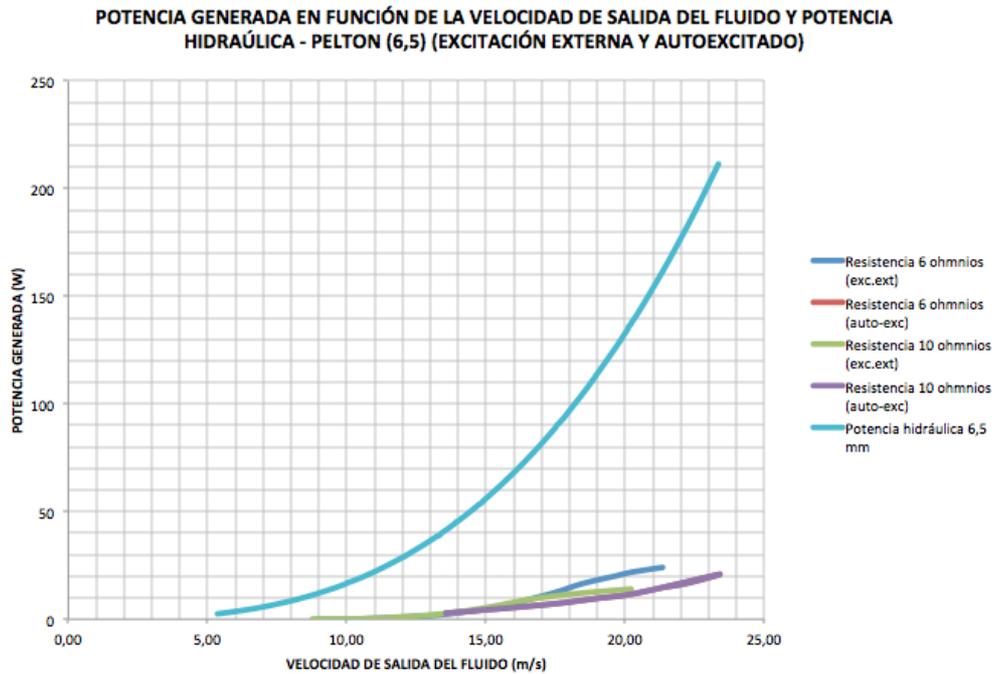


Figura 118. Potencia generada acompañada de la potencia hidráulica (6,5 mm)

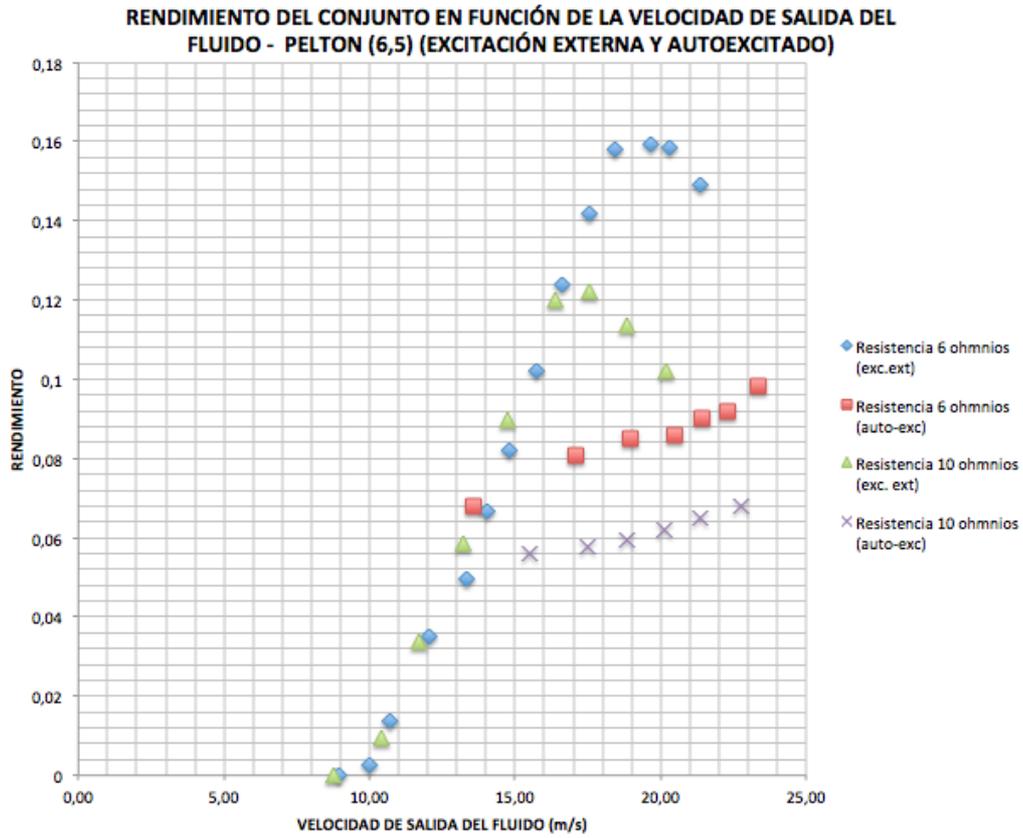


Figura 119. Rendimiento del conjunto en función de la velocidad del fluido (6,5 mm)

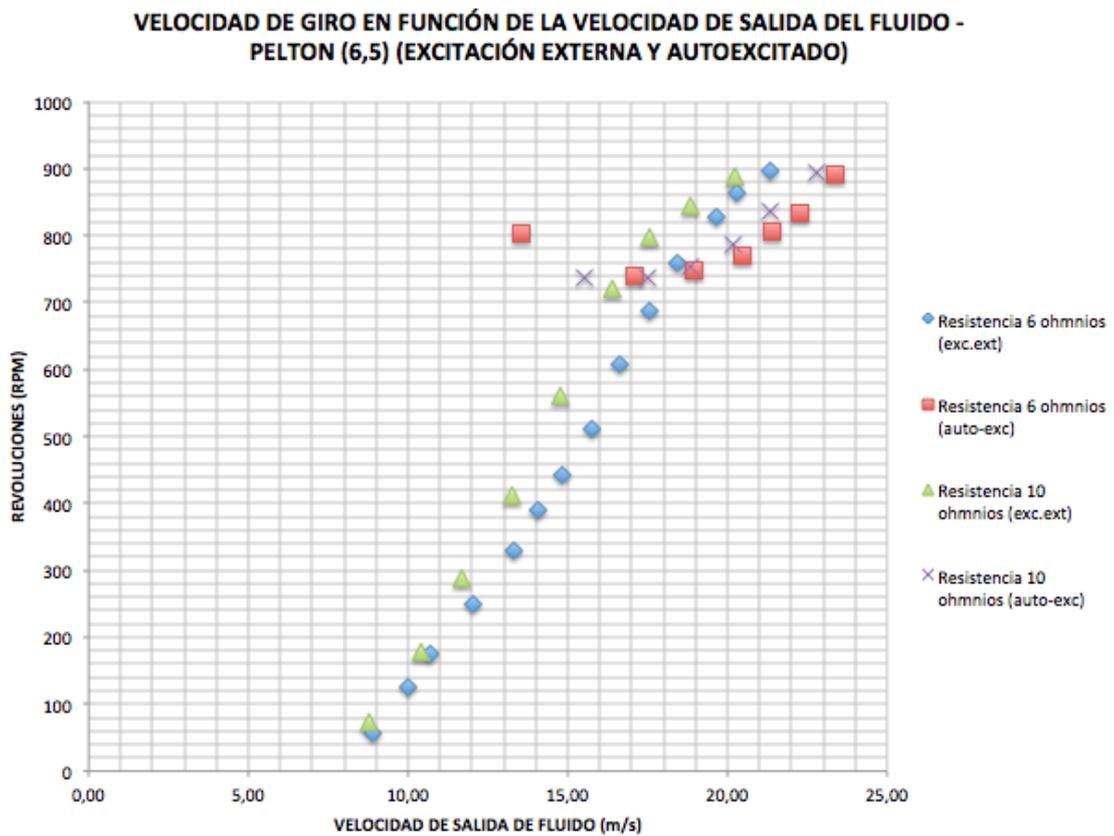


Figura 120. Velocidad de giro en función de la velocidad del fluido (6,5 mm)

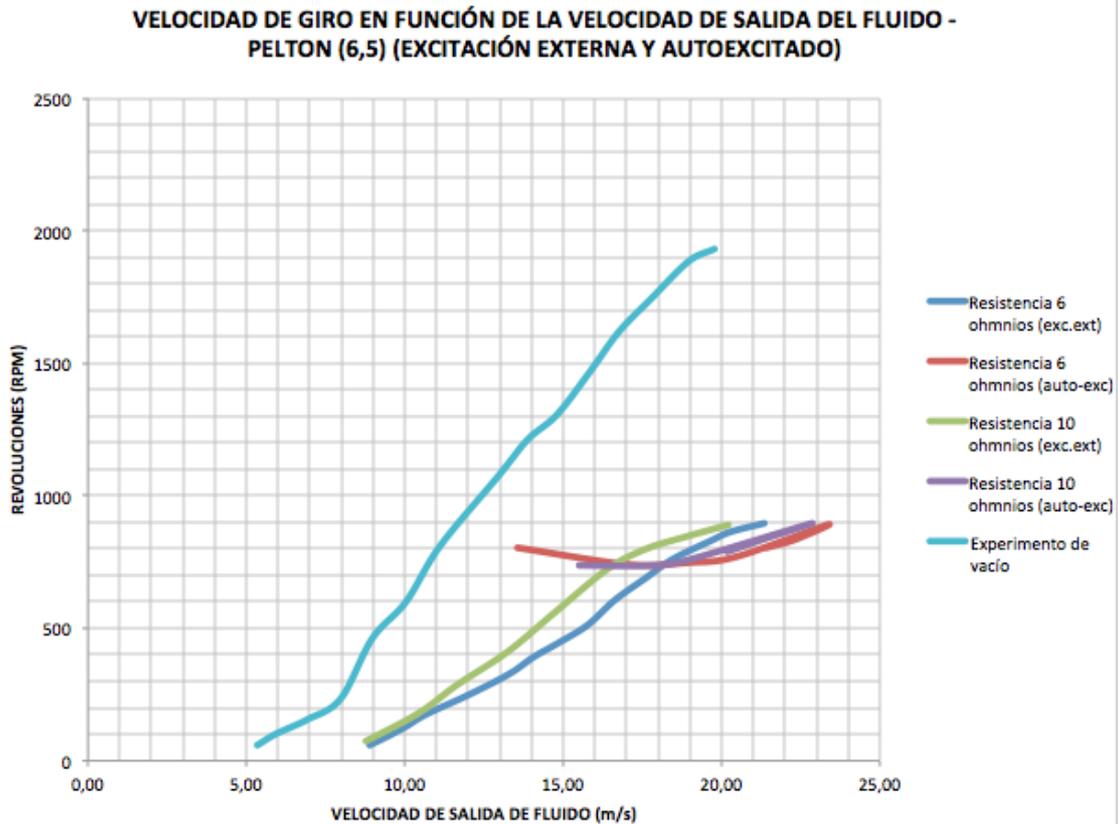


Figura 121. Velocidad de giro de la turbina en función de la velocidad de salida del fluido (6,5 mm)

Todas las gráficas presentadas para 6,5 mm muestran comportamientos similares a las de 5,5 mm y 4,5 mm, aportando datos de potencias generadas y rendimiento mayores que en el caso de 5,5 mm con un aumento proporcional al obtenido del paso de los 4,5 mm a los 5,5 mm de variación en el diámetro de salida de la tobera, por lo que no se observa una mejora más allá de ese ligero aumento de potencias y rendimientos entre experimentos.

Esto fue la razón por la cual, cuando se finalizaron los experimentos con regulador y 4,5 mm, se procedió a abrir la tobera a 5,5 mm y se observaron sus resultados, se decide tomar otra vía de estudio alternativa con el experimento de excitación independiente, que arroja mejores resultados. Es por esto que no se realizaron los experimentos con excitación independiente y 4,5 mm de apertura de la tobera, ya que se decidió a posteriori del aumento de diámetro al ver los resultados de los experimentos de 5,5 mm.

Ahora que se han presentado los datos de los experimentos con resistencias en la salida del alternador con regulador acoplado para los distintos diámetros de apertura, pasamos a ver los resultados de los experimentos sin carga.

- Gráfica de prueba con regulador y alternador sin carga en bornes para turbina Pelton

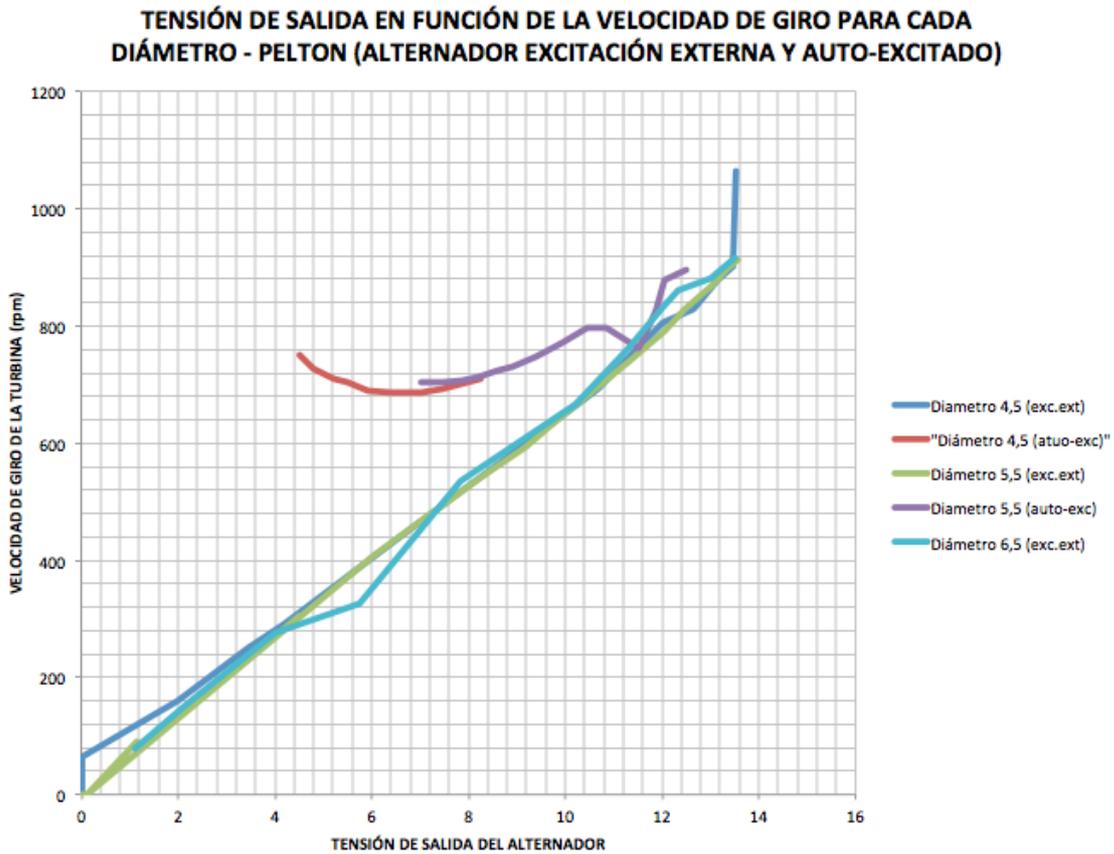


Figura 122. Tensión de salida en bornes del alternador para cada diámetro de apertura

6.3.3 PRUEBAS CON EXCITACIÓN INDEPENDIENTE

Para los cálculos de potencia generada se ha seguido el mismo procedimiento que en el apartado de experimentos con regulador. Para analizar los datos de rendimiento en estas pruebas de excitación independiente, vamos a considerar el rendimiento de la siguiente manera.

$$P_{elec} = P_{gen} - P_{exc} \quad P_{exc} = V_{exc} \cdot I_{exc} \quad [W]$$

$$P_{HS} = \rho g Q \left(\frac{V_2^2}{2g} \right)$$

$$\eta_{total} = \frac{P_{elec}}{P_{HS}}$$

η_{total} contempla la potencia hidráulica neta en la salida de la tobera y el balance de potencia generada y potencia introducida en el alternador por la excitación. En estos experimentos de excitación independiente interesa ver cuando pasamos a tener un rendimiento positivo, es decir, cuando estamos extrayendo más potencia eléctrica que la que estamos aportando al alternador con la excitación, y a la vez, enfrentar esa potencia eléctrica neta con la potencia hidráulica aportada a la turbina.

6.3.3.1 PRUEBAS PARA 5,5 MM DE DIAMETRO

- Gráficas de pruebas con alternador con excitación independiente, carga en bornes del alternador de 6 ohmios y diferentes niveles de excitación para turbina Pelton

VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA FRENTE A LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO PARA LAS DISTINTAS EXCITACIONES - PELTON R6 (5,5)
(ALTERNADOR CON EXCITACIÓN INDEPENDIENTE)

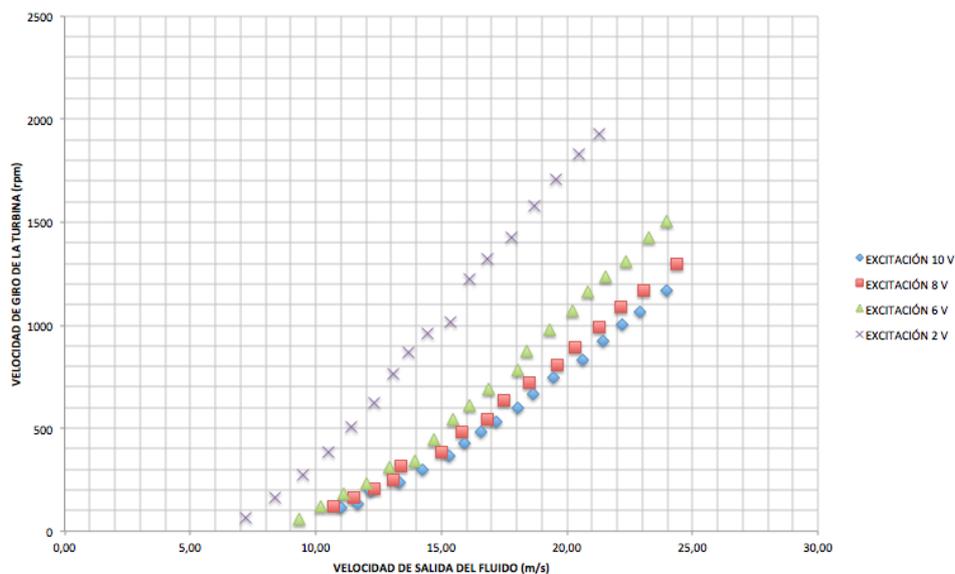


Figura 123. Velocidad de giro de la turbina frente a la velocidad de salida del fluido para los distintos valores de excitación y resistencia de 6 ohmios.

En la gráfica anterior se aprecia perfectamente el efecto de variar los niveles de excitación del alternador gracias a la excitación independiente. Los niveles de excitación distintos equivalen básicamente a una potencia introducida en el alternador, por lo que se intentará buscar el equilibrio entre la potencia generada gracias a las revoluciones de la turbina y el nivel de excitación utilizado.

POTENCIA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA Y POTENCIA INTRODUCIDA POR LA EXCITACIÓN PARA LOS DIFERENTES VALORES DE EXCITACIÓN - PELTON R6 (5,5) (ALTERNADOR EXCITACIÓN INDEPENDIENTE)

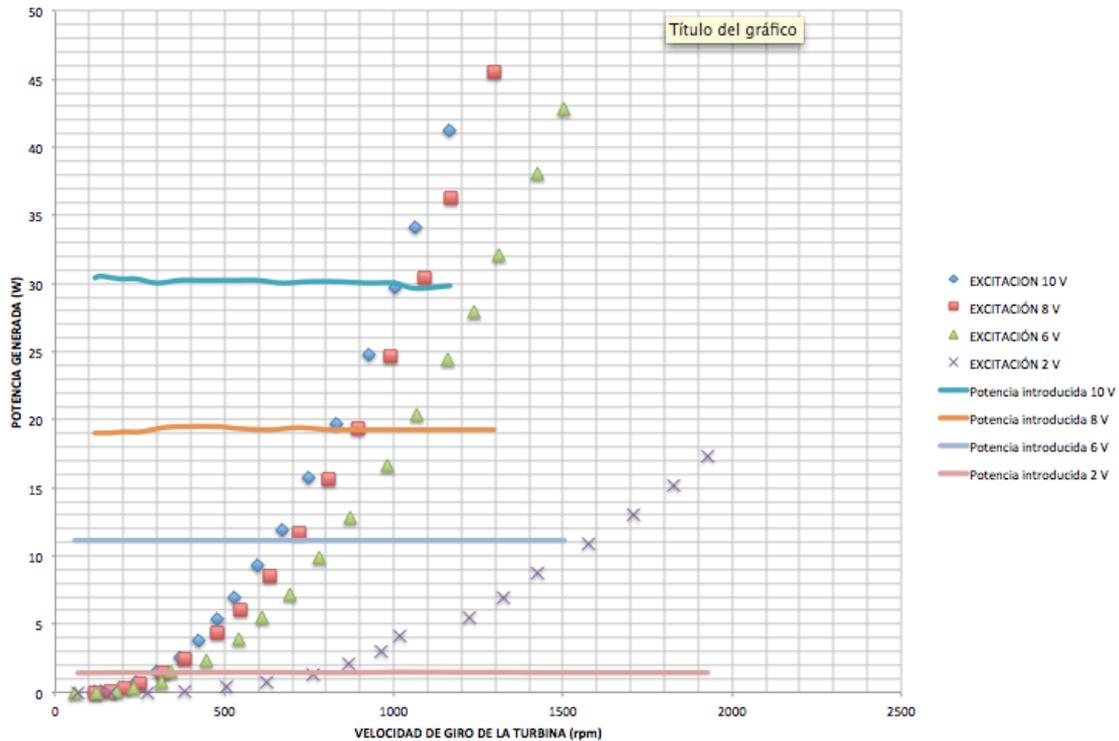


Figura 124. Potencia generada en el alternador frente a la velocidad de giro de la turbina para los distintos valores de excitación y resistencia de 6 ohmios.

Observamos en la gráfica anterior por un lado las líneas continuas de las potencias introducidas en el generador a causa de los diferentes niveles de excitación, potencias que permanecen inalteradas ya que la impedancia interna del rotor del alternador absorbe la misma potencia para una misma tensión de alimentación. En estos experimentos se ha medido constantemente la intensidad aportada por la fuente (I_{exc}) y la tensión de excitación (V_{exc}), con lo que se obtiene el valor de potencia de excitación. Observamos como aun disminuyendo la excitación del alternador la potencia generada no disminuye en la misma proporción, lo que nos demuestra como que no es necesario un alto aporte al alternador para que este genere potencia. Es solo cuando bajamos la excitación a valores ínfimos, del orden de 2 W, cuando la potencia extraída disminuye bastante disminuyendo el rendimiento en comparación por ejemplo con la excitación de 6 V (unos 11 W), donde el aporte de potencia es mayor pero la diferencia de potencia generada se acentúa más, extrayendo hasta 43 W aportando 11 W de excitación.

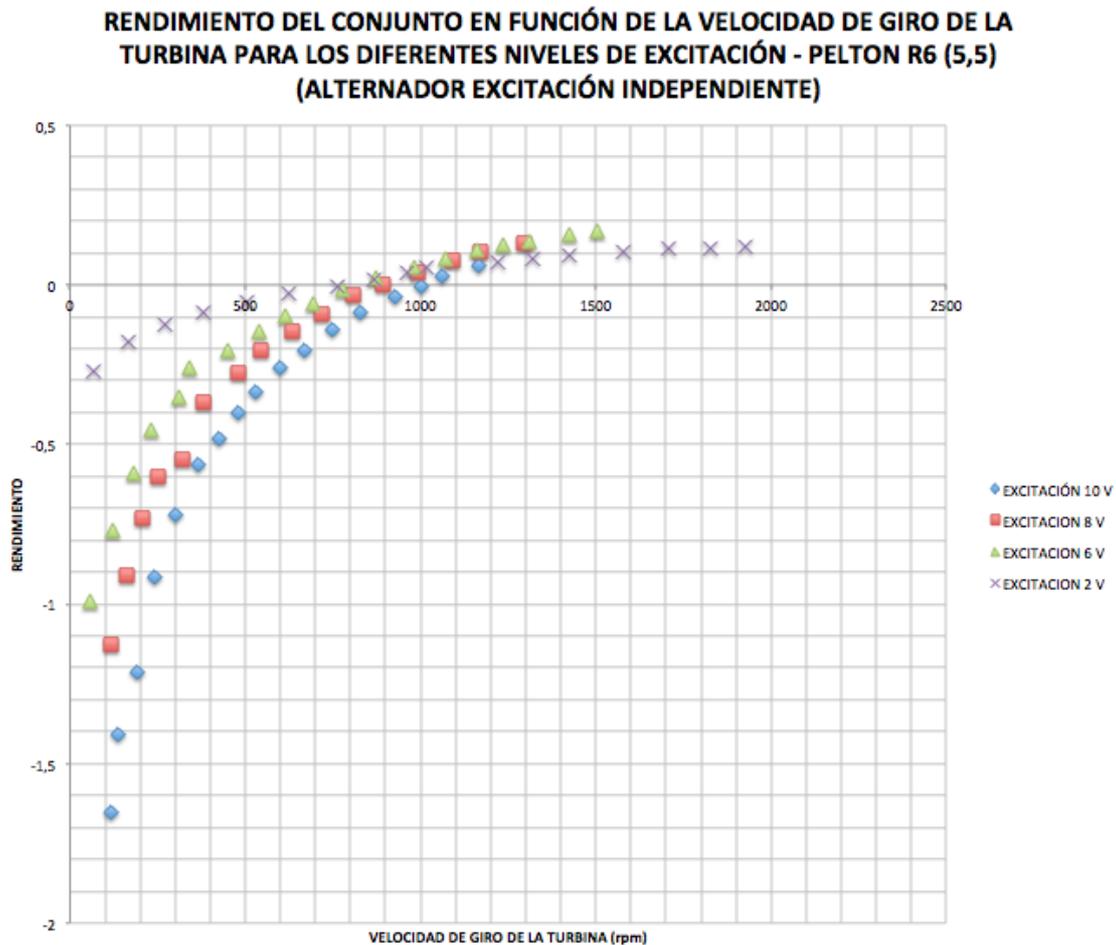


Figura 125. Rendimiento frente a la velocidad de giro de la turbina para los distintos valores de excitación y resistencia de 6 ohmios (5,5 mm)

Ahora, como hemos explicado al inicio de este apartado, vamos a comparar esa potencia eléctrica neta obtenida de la diferencia entre potencia eléctrica generada y potencia eléctrica aportada mediante la excitación representando el rendimiento η_{total} .

Como vemos, hasta llegados aproximadamente a las 800~1000 rpm no obtenemos rendimientos "positivos", ya que hasta esos puntos la potencia aportada por la excitación supera a la generada, lo que provoca rendimientos negativos al compararla con la potencia hidráulica. El mejor rendimiento se obtiene para el caso de excitación con 6 V (11 W) rozando valores del 20%, lo cual no es mucho pero como punto de partida del estudio que se pretende con el proyecto parece esperanzador.

Como se puede ver en datos obtenidos para la turbina Turgo tratados en el proyecto de Alberto Gregoris Braña, que pueden consultarse en los archivos Excel aportados junto a este documento, se han obtenido rendimientos con la Pelton ligeramente menores para los experimentos de excitación independiente con la Turgo, lo cual para tratarse de un turbina fabricada en un taller frente a un turbina adquirida a un fabricante no está mal.

- Gráficas de pruebas con alternador con excitación independiente, carga en bornes del alternador de 10 ohmios y diferentes niveles de excitación para turbina Pelton (5,5)

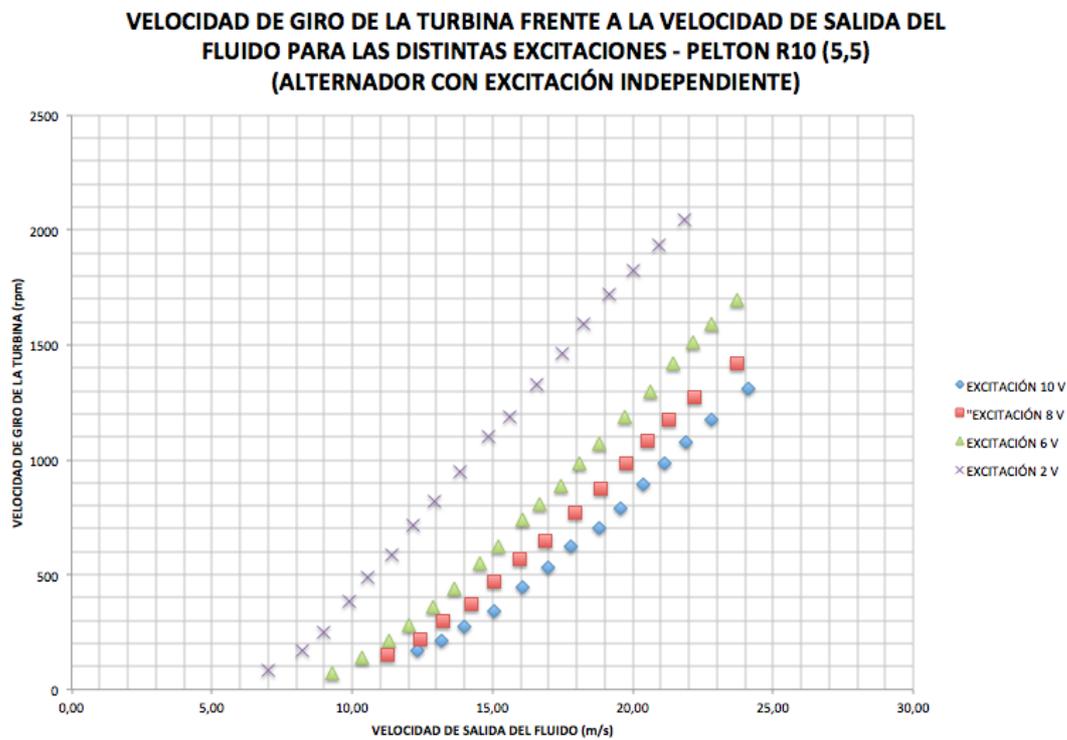


Figura 126. Velocidad de giro de la turbina frente a la velocidad de salida del fluido para los distintos valores de excitación y resistencia de 10 ohmios.

Viendo ahora la gráfica de la velocidad de giro de la turbina para un resistencia de salida de 10 ohm, parece que el efecto de la modificación de la carga del alternador sobre las revoluciones de la turbina parece menor que el provocado por la diferencia en la excitación.

Aun así como se ha comentado en el apartado concerniente a los experimentos de vacío los datos de revoluciones obtenidos en los experimentos no son del todo fiables y pueden contener un error considerable.

POTENCIA GENERADA EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA Y POTENCIA INTRODUCIDA POR LA EXCITACIÓN PARA LOS DIFERENTES NIVELES DE EXCITACIÓN - PELTON R10 (5,5) (ALTERNADOR EXCITACIÓN INDEPENDIENTE)

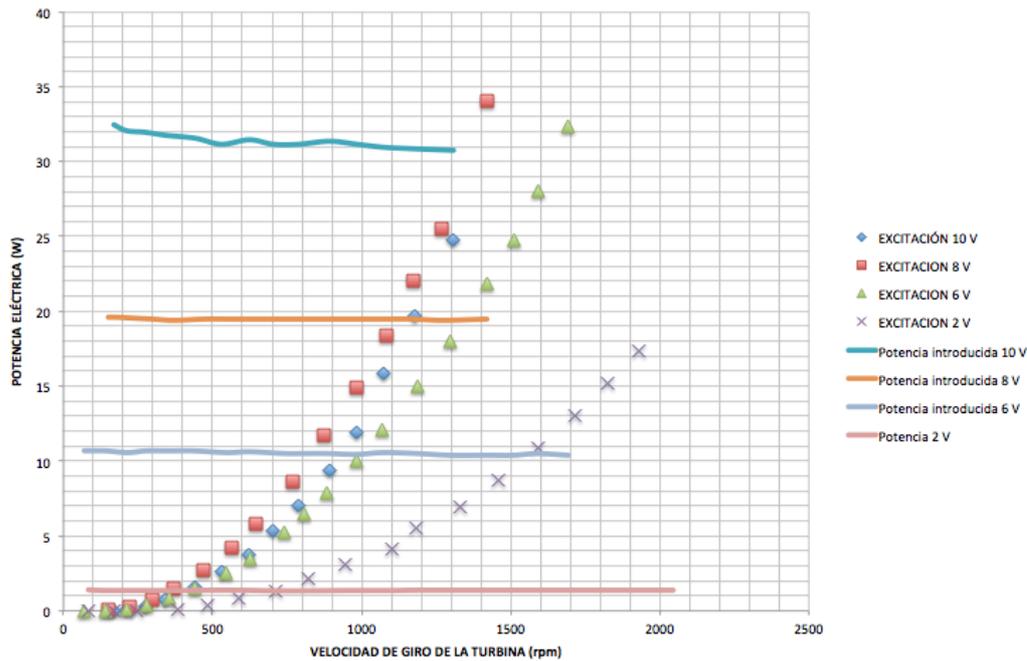


Figura 127. Potencia generada en el alternador frente a la velocidad de giro de la turbina para los distintos valores de excitación y resistencia de 10 ohmios.

De nuevo, para una carga de 10 ohm se obtienen resultados similares que para una resistencia de 6 ohm, aunque este aumento de carga a la salida del alternador supone una disminución del rendimiento. Vemos como las revoluciones adquiridas por la turbina son prácticamente las mismas que para el experimento con 6 ohm, por lo que de nuevo parece que según los datos obtenidos la carga en la salida del alternador no influye sobremanera en la velocidad de giro de la turbina.

RENDIMIENTO DEL CONJUNTO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA TURBINA PARA LOS DIFERENTES VALORES DE EXCITACIÓN - PELTON R10 (5,5) (ALTERNADOR EXCITACIÓN INDEPENDIENTE)

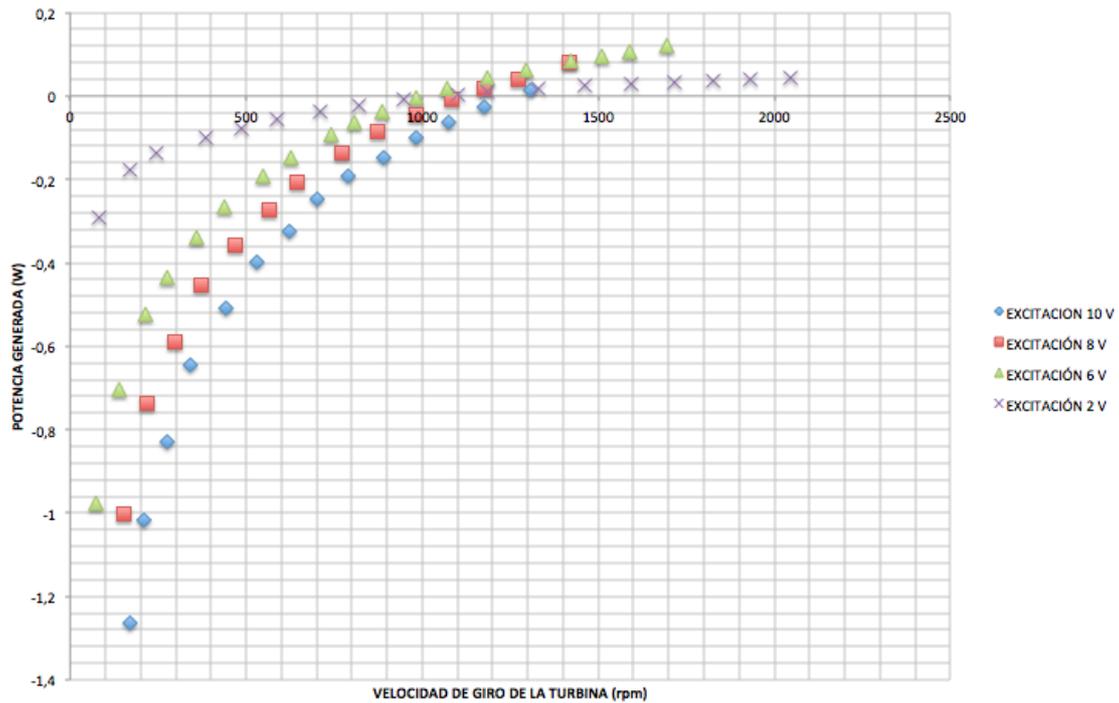


Figura 128. Rendimiento frente a la velocidad de giro de la turbina para los distintos valores de excitación y resistencia de 10 ohmios.

En la gráfica anterior volvemos a comparar la potencia eléctrica neta obtenida frente a la potencia hidráulica representando el rendimiento η_{total} .

En este experimento hasta llegados aproximadamente a las 1100~1300 rpm no obtenemos rendimientos “positivos”, que son velocidades mayores que las necesarias para obtener rendimientos positivos para 6 ohm, es decir, que aunque se alcanzan velocidades similares esto no implica una generación de potencia similar.

El mejor rendimiento se obtiene de nuevo para el caso de excitación con 6 V (11 W) rozando en este caso valores del 12%, lo cual es menor al obtenido con la resistencia de 6 ohm.

- Gráficas de pruebas con alternador con excitación independiente, carga en bornes del alternador de 20 ohmios y diferentes niveles de excitación para turbina Pelton.

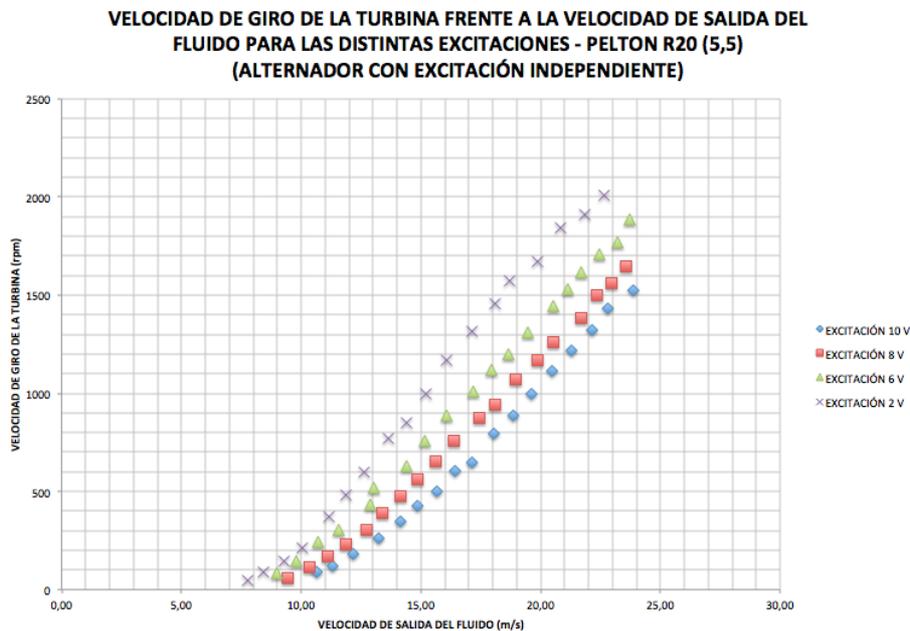


Figura 129. Velocidad de giro de la turbina frente a la velocidad de salida del fluido para los distintos valores de excitación y resistencia de 20 ohmios

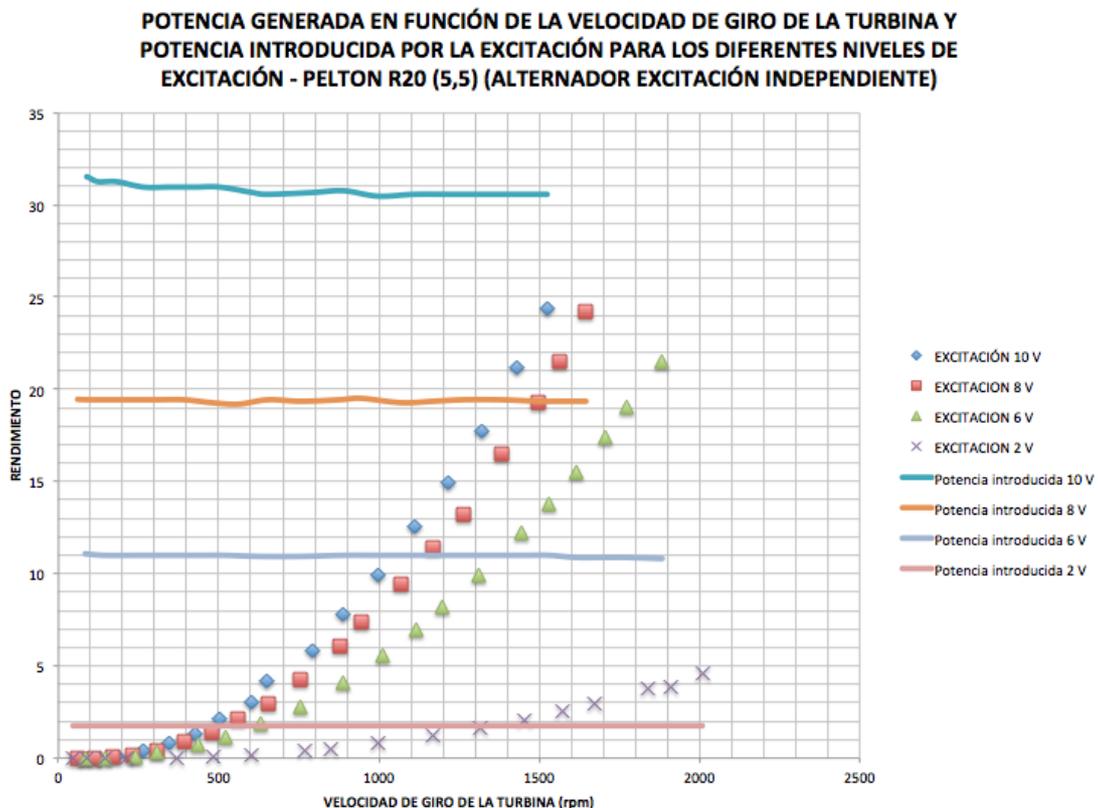


Figura 130. Potencia generada en el alternador frente a la velocidad de giro de la turbina para los distintos valores de excitación y resistencia de 20 ohmios.

En la gráfica anterior donde se muestra la potencia generada para el experimento de 20 ohm, podemos ver como ahora al tener el alternador una resistencia en la salida bastante alta, se obtienen diferencias entre potencia generada y potencia de excitación menores que en los dos experimentos de 6 y 10 ohm. Podemos ver este hecho mejor en la siguiente gráfica donde se muestra el rendimiento η_{total} .

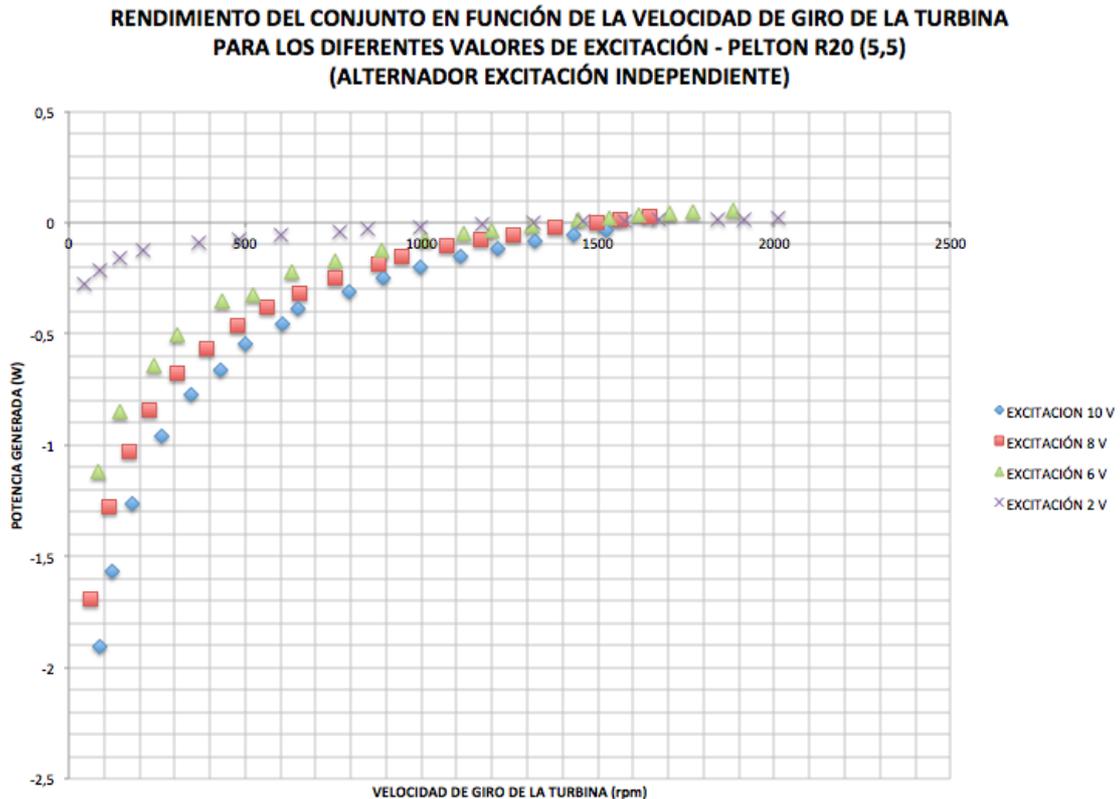


Figura 131. Rendimiento frente a la velocidad de giro de la turbina para los distintos valores de excitación y resistencia de 20 ohmios.

Vemos como ahora, hasta no llegadas las 1500~1600 rpm no se empiezan a obtener rendimientos positivos, siendo así que cuando éstos se obtienen son del orden del 1%, es decir, totalmente despreciable la potencia que se genera con este ensayo.

De esto podemos deducir, que al menos para las condiciones de caudal y presión manejadas una resistencia en bornes del alternador de 20 ohm se antoja demasiado alta como para obtener potencias y rendimientos considerables.

- Gráficas de pruebas con alternador con excitación independiente sin carga en bornes del alternador y diferentes niveles de excitación para turbina Pelton (5,5)

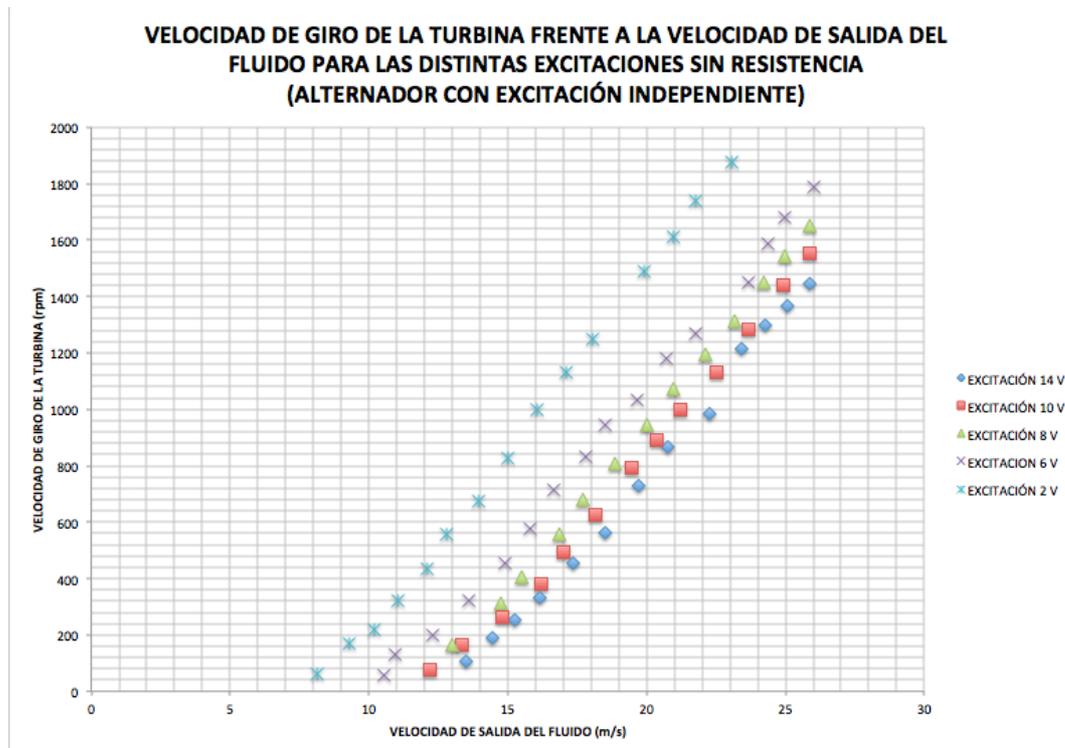


Figura 132. Velocidad de giro de la turbina frente a la velocidad de salida del fluido para los distintos valores de excitación sin resistencia en la salida del alternador.

De nuevo, en el experimento sin carga vemos como la gráfica que enfrenta velocidad de giro con velocidad de salida del fluido muestran datos muy similares a los obtenidos con 6, 10 y 20 ohm, por lo que como comentamos la resistencia de salida en bornes del alternador no tiene una influencia notable en la velocidad de giro de la turbina.

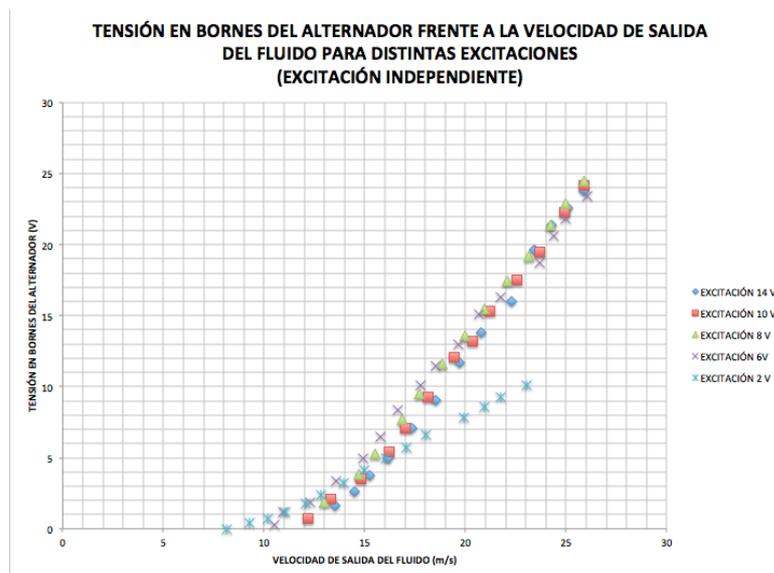


Figura 133. Tensión en bornes del alternador obtenida en los experimentos de excitación independiente para turbina Pelton.

En la gráfica anterior se muestra la tensión en bornes del alternador cuando este carece de carga conectada en función del nivel de excitación, lo que da como resultados tensión muy similares para los distintos niveles de excitación del alternador, a excepción de la tensión de excitación de 2 V, la cual como pasa con los datos de potencia parece demasiado baja como para obtener resultados viables.

A continuación se resumen los ensayos con mejor resultado para excitación independiente y 5,5 mm de apertura de la tobera.

EXPERIMENTOS CON MEJORES RESULTADOS

EXPERIMENTOS DE MÁXIMO RENDIMIENTO EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO (EXCITACIÓN INDEPENDIENTE)

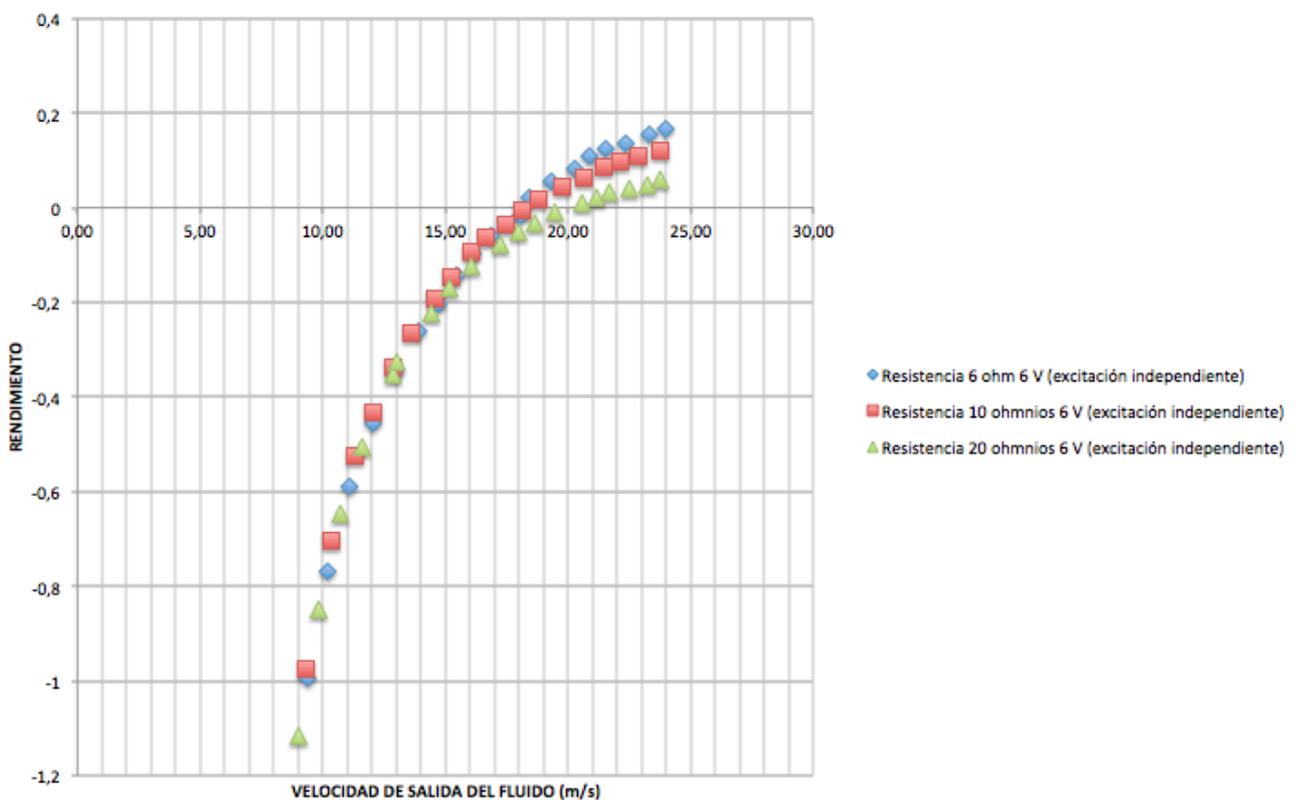


Figura 134. Gráfica de experimentos con un mayor rendimiento

POTENCIA ELÉCTRICA MÁXIMA OBTENIDA DEL ALTERNADOR EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE SALIDA DEL FLUIDO (EXCITACIÓN INDEPENDIENTE)

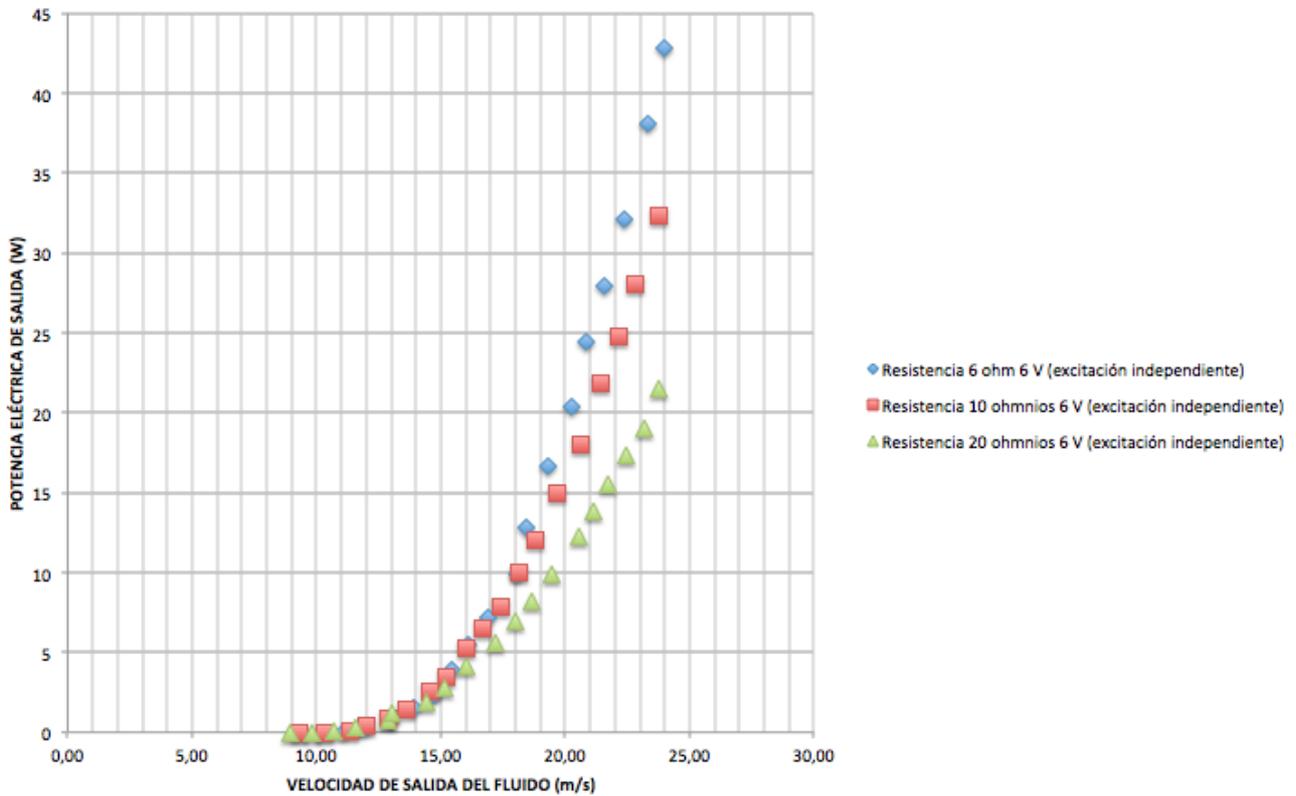


Figura 135. Potencias máximas obtenidas con excitación independiente para turbina Pelton

Vemos como para el caso de la turbina Pelton, los datos de mayor rendimiento se obtienen para las tres cargas estudiadas de 6, 10 y 20 ohm para el mismo nivel de excitación, de 6 V. Ahora que hemos hallado el óptimo para 5,5 mm de apertura de tobera, se debe estudiar para el caso de 6,5 mm, para que de esta manera se pueda obtener una tendencia en función de la apertura de la tobera y concluir si sería rentable seguir aumentando este diámetro de salida.

6.3.3.2 PRUEBAS PARA 6,5 MM DE DIAMETRO

Por motivos de disponibilidad del sensor de presión utilizado en la instalación y que no es exclusivo para nuestro uso, no se pudo completar el conjunto de ensayos para 6,5 mm de apertura y excitación independiente, que cabía esperar fueran mejores que para 5,5 mm.

Para que nos hagamos un idea, en el caso de la turbina Turgo para 5,5 mm se obtuvieron potencias similares, algo mayores que para la Pelton, pero no demasiado diferentes. Si suponemos, que puede no ocurrir así, que los resultados de los experimentos pueden escalarse de una turbina a otra, en el caso de los experimentos de la Turgo con 6,5 mm que sí pudieron realizarse, se obtuvo un máximo de potencia de 100 W que aportaba un rendimiento de casi un 45% (η_{total}).

Junto a este documento se han adjuntado todos los experimentos y pueden consultarse fácilmente los resultados para la turbina Turgo con 6,5 mm de apertura de tobera.

7 CONCLUSIONES Y PROYECTOS FUTUROS

Las conclusiones que podemos extraer de las pruebas que hemos realizado es que, por un lado, se necesita una investigación más profunda acerca del funcionamiento del alternador con regulador. Viendo los resultados obtenidos, podemos suponer que uno de los problemas que tenemos para que los resultados de las pruebas con regulador ofrezcan tan bajo rendimiento, es que existe un problema de emparejamiento entre turbina y alternador. En el proyecto de Alberto Gregoris Braña puede encontrarse información más detallada acerca de la “parte eléctrica” del proyecto, pero parece ser que un problema importante reside en que las revoluciones que alcanza la turbina no son suficiente como las necesarias para que el alternador alcance su zona de funcionamiento óptimo, por lo que parece que hemos estado trabajando en zonas de bajo rendimiento del alternador.

Como el tema del uso del regulador merece un estudio a parte, se propuso la excitación independiente a fin de abrir otra vía de estudio, lo cual ha resultado, como hemos visto, en una mejora significativa de los datos obtenidos en uno y otro experimento, no sin sacrificar algo como es el control sobre la tensión de la potencia extraída, misión del regulador.

En cuanto a lo que concierne al cálculo de factor K de la tobera, ha dado como resultado una clara diferencia entre la práctica y la teoría, que con gran seguridad y como se ha estudiado, se debe a que el cálculo de este factor con el método utilizado es tremendamente sensible a los errores de medición, difíciles de evita.

En cuanto a la instalación diseñada, ha cumplido con sus objetivos, y al menos en los ensayos llevados a cabo durante el proyecto ha funcionado tal y como se esperaba, con algún que otro quebradero de cabeza, pero siempre se ha llegado a una solución.

Claro está la instalación posee ciertos fallos de los que nos hemos percatado al cabo de llevar un tiempo utilizando la instalación. Comentamos en el apartado de la cúpula que la diseñamos para que fuera fácilmente reparable y desmontable, de manera que las placas que forman sus paredes estaban unidas mediante tornillos unas a las otras. Pues bien, en cuanto a ser reparable y desmontable es buena solución, pero cuando trabajas con agua ésta se cuela por cualquier apertura que encuentre a su paso, por pequeña que sea. Debido a esto, constantemente se tenían fugas y se encharcaba parte de la base de apoyo del depósito, lo cual resultaba más que problemático, una molestia. Por la misma razón, y como puede verse en algunas fotos incluidas junto al documento, hubo que recubrir la zona interior de la cúpula con plástico de modo que agua no se colase por las juntas de la cúpula.

También puede mejorarse el sistema de amarre del alternador, aunque los amarres que posee éste son bastante difíciles de acoplar de otra forma. Cuando se tenían altas revoluciones en la turbina el alternador comenzaba a vibrar bastante, lo que provocaba a veces que se tuviera incluso un pequeño balanceo de la turbina y se perdiera rendimiento porque el chorro impactaba mal en esos instantes.

La instalación tiene un tramo de tubería que no se ha utilizado en el proyecto, pero que está preparado para el acople de un segundo inyector, ya que la instalación ofrece mucho caudal y puede ser viable un estudio del uso de varios inyectores.

En cuanto a la turbina Pelton que he diseñado, y aunque todo el mundo pensara que se iba a romper nada más colocarla en las instalación, ha salido bastante bien parada de los experimentos realizados en el proyecto. Claro está no se han conseguido mejores resultados que con la turbina Turgo de Alberto Gregoris, pero tampoco se han conseguido resultados mucho peores, lo cual supone un comienzo.

Aun así tras todos los ensayos realizados han comenzado a hacer mella en la integridad de la turbina, en concreto en las cazoletas que la componen, en las que han comenzado a aparecer unas “betas” o marcas que denotan el esfuerzo que soportan por el impacto del agua. En la imagen siguiente puede verse reflejado esto que comento.



Figura 136. Muecas causadas por el uso en la turbina Pelton

Esas líneas blancas que se ven en el fotografía son las muecas que comento, que al menos por ahora no han supuesto ningún desperfecto en las cazoletas.

En general y a la luz de los resultados obtenidos, creo que una turbina fabricada en taller puede ser totalmente viable en una instalación de pico-hidráulica si estamos dispuestos a sacrificar algo de rendimiento en favor del gran ahorro que supone fabricar la turbina. Para que nos hagamos una idea, esta turbina Pelton, que como se ha comentado está fabricada a base de una tubería y una lámina de PVC, apenas llega a alcanzar un coste unitario en materiales de 4 euros, incluyendo los tornillos.

Teniendo en cuenta esto, aunque no funcione a un rendimiento tan alto como una comprada a un fabricante a gran escala, el ahorro puede suponer algo esencial cuando hablamos de una tecnología que está pensada para utilizarse en lugares de escasos recursos económicos.

Es por esto que animo a los que puedan venir tras de mí y Alberto, a que pongan al menos el mismo empeño en conseguir mejoras que nosotros hemos puesto en la realización de este proyecto.

8 BIBLIOGRAFÍA

- **Crane** - *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías* – McGraw-Hill
- **I.E.Idelchick** – *Handbook of hydraulic resistance* – CRC Press
- **Frank M. White** – *Mecánica de fluidos* – McGraw-Hill
- **European Small Hydropower Association (ESHA)** – *Manual de pequeña hidráulica* – Comisión Europea
- **Ing. Ariel R. Marchegiani** – *Turbinas Pelton* – Universidad Nacional del Comahue, Departamento de mecánica aplicada, laboratorio de máquinas hidráulicas
- **Ranald V. Giles** – *Mecánica de los Fluidos e hidráulica* – McGraw-Hill
- **José Roldan Vilorio** – *Neumática, hidráulica y electricidad aplicada* – THOMPSON PARANINFO
- **Manuel Viejo Zubizaray** - *Bombas, teoría, diseño y aplicaciones* – LIMUSA NORIEGA EDITORES
- **Sterling Fluid System Group** – *Principios básicos para el diseño de instalaciones de bombas centrífugas* – STERLING SIHI
- **Fundación Tierra** – *Perspectiva ambiental* – Ecoterra.org
- **Richard W. Greene** – *Válvulas, selección, uso y mantenimiento* – McGraw-Hill