



Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

**Estudio del flujo anular en
contracorriente agua-aire en conductos
inclinados con muelles helicoidales
insertados.**

Cálculo del coeficiente de fricción

Titulación: I.T.I Mecánica

Alumno: Ezequiel Poveda Martínez

Directores: José Pérez García

Alberto García Pinar

Cartagena, 29 de julio de 2014

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS	III
ÍNDICE DE GRÁFICAS	V
ÍNDICE DE TABLAS	VIII
NOMENCLATURA	XII
1. Introducción	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 OBJETIVOS	2
1.3 RECURSOS DISPONIBLES	2
2. Definición del problema y revisión bibliográfica	3
2.1 MODELO MATEMÁTICO Y DEFINICIÓN DEL PROBLEMA EN ESTUDIO	3
2.2 ENERGÍA GEOTÉRMICA. TECNOLOGÍAS ACTUALES	7
2.2.1 Introducción a la energía geotérmica	7
2.2.2 Tecnologías y aplicaciones	10
2.2.2.1. Tecnologías para centrales de generación de electricidad ...	10
2.2.2.2. Tecnologías para aprovechamientos geotérmicos de baja y muy baja temperatura	14
2.3 CARACTERIZACIÓN DE LA PÉRDIDA DE PRESIÓN	20
2.4 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	23
3. Instalación Experimental	32
3.1 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA EXPERIMENTAL. INSTRUMENTACIÓN	33
3.1.1 Sondas de presión estáticas	39
3.1.2 Entrada de aire	43
3.1.3 Rotámetro	45
3.1.4 Consideraciones	47
3.2 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	48
3.2.1 Metodología de las mediciones	48
3.2.2 Muelles helicoidales empleados	51
3.2.3 Tipos de mediciones	55
3.2.4 Posiciones de los muelles	56
3.3 ESTIMACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE DE LAS MEDIDAS	58

3.3.1	Caudalímetro	59
3.3.2	Manómetro diferencial digital	62
3.3.3	Error de medida entre manómetros	63
3.3.4	Manómetro de tubo inclinado	71
3.3.5	Sondas de temperatura (termopar y termorresistencia)	73
3.3.6	Barómetro vertical de mercurio y presión de la habitación	74
3.3.7	Rotámetro y caudal volumétrico del aire	76
3.3.8	Número de Reynolds	80
3.3.9	Factor de fricción	84
3.3.10	Tabla resumen incertidumbres	89
3.4	PROBLEMAS	90
4.	Experimentos y resultados	93
4.1	PROCESADO DE RESULTADOS	93
4.2	MEDICIONES SIN AGUA	95
4.2.1	Validación del experimento. Flujo monofásico de aire en tubo liso sin elementos insertados	95
4.2.2	Diferentes posiciones para un solo accesorio helicoidal	97
4.2.3	Pérdidas de coeficiente de fricción para los diferentes accesorios helicoidales sin accesorio recto	98
4.2.4	Pérdidas de coeficiente de fricción para los diferentes accesorios helicoidales con inserción de un accesorio recto extra	100
4.2.5	Comprobación de los resultados obtenidos con correlaciones de otros autores	104
4.2.6	Otras mediciones sin agua (con/sin metal)	109
4.3	MEDICIONES CON AGUA	113
4.3.1	Variación del factor de fricción según el espesor de la película de líquido	113
4.3.2	Pérdida de presión para diferentes caudales y mismos accesorios a la misma temperatura	115
4.3.3	Pérdida de presión para diferentes temperaturas y mismos accesorios y caudales	124
4.3.4	Pérdida de presión para las mismas condiciones de fluido y diferentes accesorios	133
5.	Resumen y Conclusiones	148
	BIBLIOGRAFÍA	152
	ANEXOS	
A.	Estimación de la Presión de la Habitación	154
B.	Calculo de la Expresión de la Viscosidad Cinemática	159

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1	Descripción esquemática del flujo	5
2.2	Principales usos de la energía geotérmica en función de la temperatura	8
2.3	Esquema de una planta geotermoeléctrica de descarga atmosférica sin condensación	11
2.4	Esquema de una planta geotermoeléctrica de condensación	12
2.5	Ciclo semidirecto con flash y con condensación	13
2.6	Esquema de planta geotermal binaria	14
2.7	Explotación mediante doblete de sondeo	17
2.8	Sistema de pilotes energéticos para calefacción y climatización	19
2.9	Colectores horizontales y sonda geotérmica vertical	19
2.10	Esquema de una sonda de presión estática	21
2.11	Manómetro diferencial inclinado	21
2.12	Deltabar S PMD 235	22
3.1	Tubo de vidrio con accesorio	33
3.2	Manómetro de presión diferencial digital (ENDRESS & Hauser, Deltabar S PMD235)	34
3.3	Manómetro inclinado de columna de líquido	34
3.4	Pieza en T para la conexión de los manguitos	34
3.5	RFT Sparstelltrafo SST 250/10 + aspiradora	35
3.6	Rotámetro	35
3.7	Esquema del sistema con circuito cerrado de agua y abierto de aire	36
3.8	Detalle de la conexión del tubo con el termostato	36
3.9	Termostato (Lauda RE210 + E200) y caudalímetro (MASS 6000 IP67 + MASS 2100 DI6)	37
3.10	Termopar con cable de extensión y conector (izq.) y resistencia de platino PT-100	37
3.11	Manómetro vertical de mercurio	38
3.12	Esquema de las sondas de medición	39
3.13	Detalles de la sonda de presión	39
3.14	Soporte superior	40
3.15	Montaje en el punto más alto del sistema	41
3.16	Montaje con el hilo de cobre para calefacción	41
3.17	Esquema del soporte inferior	42
3.18	Conexiones manómetro digital	42
3.19	Conexiones del manómetro inclinado	43
3.20	Tobera de descarga en la parte inferior del tubo	44

3.21	Anti salpicaduras para el termostato de refrigeración	44
3.22	Rotámetro	45
3.23	Secador de mano empleado para eliminar la condensación	46
3.24	Fuente de alimentación Voltcraft, modelo PS-2403D	47
3.25	Gráfica extraída con DASyLab en la que se aprecia la evolución de la presión con respecto al tiempo	50
3.26	Gráfica extraída con DASyLab para las evoluciones de las temperaturas	50
3.27	Ejemplo de desarrollo de espiral con 3 vueltas	51
3.28	Detalle de parte final de los muelles 1 y 2	53
3.29	Muelle 1 (arriba) y 2 (abajo) paso 80 mm	54
3.30	Muelle 3 (arriba) y 4 (abajo) paso 160 mm	54
3.31	Muelle 5 (arriba) y 6 (abajo) paso 210 mm	54
3.32	Accesorios recto	55
3.33	Diferentes posiciones del muelle 1	57
3.34	Posición número 4	57
3.35	Precisión de medición	59
3.36	Detalle del factor de escala en manómetro de tubo inclinado	64

ÍNDICE DE GRÁFICAS

3.1	Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) en función del caudal volumétrico de aire (\dot{V}_a) para los diferentes caudales máscicos de agua (\dot{m}_w)	65
3.2	Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para los datos sin agua	65
3.3	Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 345$ g/min	66
3.4	Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 500$ g/min	66
3.5	Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 1000$ g/min	67
3.6	Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 1400$ g/min	67
3.7	Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) en función del caudal volumétrico de aire	68
3.8	Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para las mediciones sin agua	69
3.9	Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 345$ g/min	69
3.10	Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 500$ g/min	70
3.11	Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 1000$ g/min	70
3.12	Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 1400$ g/min	71
4.1	Validación del factor de fricción con el número de Reynolds para tubo liso ...	96
4.2	Factor de fricción según la posición del accesorio	97
4.3	Factor de fricción según paso adimensional	99
4.4	Factor de fricción para los casos con y sin accesorio recto	100
4.5	Factor de fricción para el muelle 1+2 con y sin accesorio recto	101
4.6	Factor de fricción para el muelle 3+4 con y sin accesorio recto	102
4.7	Factor de fricción para el muelle 5+ 6 con y sin accesorio recto	103
4.8	Correlación (2.15) de García et al.	105
4.9	Correlación (2.16) de García et al.	106
4.10	Correlación (2.20) de Takeshima et al.	107

4.11	Correlación (2.13) de Ravigururajan y Bergles	108
4.12	Comparativa de la evolución del factor de fricción para los casos de con y sin protección de metal	109
4.13	Factor de fricción con y sin protección de metal para los accesorios 1 y 2 ...	110
4.14	Factor de fricción con y sin protección de metal para los accesorios 3 y 4 ...	111
4.15	Factor de fricción con y sin protección de metal para los accesorios 5 y 6 ...	112
4.16	Estimación del espesor de la película	114
4.17	Pérdida de presión para diferentes caudales en el caso $p/d=5,78$ y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$..	116
4.18	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=5,78$ y $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	117
4.19	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=5,78$ y $40\text{ }^{\circ}\text{C}$	118
4.20	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=7,58$ y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$	119
4.21	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=7,58$ y $25\text{ }^{\circ}\text{C}$	120
4.22	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=7,58$ y $40\text{ }^{\circ}\text{C}$	121
4.23	Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de $5,78$	123
4.24	Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de $7,58$	124
4.25	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=5,78$ y $\dot{m}_w=500\text{ g/min}$	125
4.26	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=5,78$ y $\dot{m}_w=1000\text{ g/min}$	126
4.27	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=5,78$ y $\dot{m}_w=1400\text{ g/min}$	127
4.28	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=7,58$ y $\dot{m}_w=500\text{ g/min}$	128
4.29	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=7,58$ y $\dot{m}_w=1000\text{ g/min}$	129
4.30	Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=7,58$ y $\dot{m}_w=1400\text{ g/min}$	130
4.31	Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de $5,78$	131
4.32	Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de $7,58$	132
4.33	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500\text{ g/min}$, $t=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $Re=73$	134
4.34	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=345\text{ g/min}$, $t=40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $Re=100$	135

4.35	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=25$ °C y $Re=108$	136
4.36	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=40$ °C y $Re=145$	137
4.37	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1000$ g/min, $t=10$ °C $Re=146$	138
4.38	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1400$ g/min, $t=10$ °C $Re=198$	139
4.39	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=60$ °C $Re=203$	140
4.40	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1000$ g/min, $t=25$ °C $Re=215$	141
4.41	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1000$ g/min, $t=40$ °C $Re=292$	142
4.42	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1400$ g/min, $t=25$ °C $Re=297$	143
4.43	Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1400$ g/min, $t=40$ °C $Re=407$	144
4.44	Pérdidas de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio y diferencia entre ambos	145
4.45	Pérdidas de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio y diferencia entre ambos (2)	147

ÍNDICE DE TABLAS

3.1	Sondas de temperatura	38
3.2	Ajustes para la determinación de las pérdidas de presión	49
3.3	Dimensiones de los muelles	52
3.4	Rango de medición	59
3.5	Caudales teóricos empleados	60
3.6	Errores del caudalímetro ($E_{\dot{m}_w}$) calculados según indicaciones del fabricante	60
3.7	Incertidumbre típica del caudalímetro $u(\dot{m}_w)$	61
3.8	Incertidumbres de la medida del caudalímetro en función del caudal	61
3.9	Características del manómetro inclinado	64
3.10	Error promedio para diferentes gastos máscicos entre los datos registrados por el manómetro digital y el manómetro de tubo inclinado	71
3.11	Varianzas e incertidumbres para el manómetro de tubo inclinado	73
3.12	Cálculo de tolerancia para termorresistencias Pt100 según IEC 60751	73
3.13	Tabla resumen de incertidumbres de aparatos y medidas (1)	89
3.14	Tabla resumen de incertidumbres de aparatos y medidas (2)	90
3.15	Tabla resumen de varianzas e incertidumbres para los números adimensionales y densidad	90
4.1	Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.2 según la posición del accesorio respecto de tubo liso	98
4.2	Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.3 según la longitud de paso	99
4.3	Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.5	101
4.4	Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.6	102
4.5	Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.7	103
4.6	Incremento en el factor de fricción cuando se añade un segundo accesorio	104
4.7	Verificación de la correlación (2.15) de García et al., Gráfica 4.8	105
4.8	Verificación de la correlación (2.16) de García et al., Gráfica 4.9	106
4.9	Verificación de la correlación (2.20) de Takeshima et al., Gráfica 4.10	107
4.10	Verificación de la correlación (2.13) de Ravigururajan y Bergles, Gráfica 4.11	108
4.11	Incremento en el factor de fricción cuando se añade la plancha de metal para el muelle 1+2	110
4.12	Incremento en el factor de fricción cuando se añade la plancha de metal para el muelle 3+4	111
4.13	Incremento en el factor de fricción cuando se añade la plancha de metal para el muelle 5+6	112
4.14	Incremento en el factor de fricción debido a la plancha de metal	112

4.15	Factor de fricción según espesor de la película de líquido descendente	114
4.16	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.17	116
4.17	Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.17 tomando como referencia sólo aire	116
4.18	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.18	117
4.19	Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.18 tomando como referencia sólo aire	117
4.20	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.19	118
4.21	Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.19 tomando como referencia sólo aire	118
4.22	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.20	119
4.23	Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.20 tomando como referencia sólo aire	119
4.24	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.21	120
4.25	Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.21 tomando como referencia sólo aire	120
4.26	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.22	121
4.27	Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.22 tomando como referencia sólo aire	121
4.28	Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de 5,78	122
4.29	Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de 7,58	123
4.30	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.25	125
4.31	Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.25 tomando como referencia sólo aire	125
4.32	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.26	126
4.33	Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.26 tomando como referencia sólo aire	126
4.34	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.27	127
4.35	Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.27 tomando como referencia sólo aire	127

4.36	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.28	128
4.37	Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.28 tomando como referencia sólo aire	128
4.38	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.29	129
4.39	Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.29 tomando como referencia sólo aire	129
4.40	Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.30	130
4.41	Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.30 tomando como referencia sólo aire	130
4.42	Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de 5,78	131
4.43	Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de 7,58	132
4.44	Incremento en las pérdidas de presión ocasionadas por los accesorios en flujo monofásico con la plancha de metal instalada	133
4.45	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.33	134
4.46	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.33	134
4.47	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.33 ...	134
4.48	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.34	135
4.49	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.34	135
4.50	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.34 ...	135
4.51	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.35	136
4.52	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.35	136
4.53	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.35 ...	136
4.54	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.36	137
4.55	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.36	137
4.56	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.36 ...	137
4.57	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.37	138
4.58	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.37	138

4.59	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.37 ...	138
4.60	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.38	139
4.61	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.38	139
4.62	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.38 ...	139
4.63	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.39	140
4.64	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.39	140
4.65	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.39 ...	140
4.66	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.40	141
4.67	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.40	141
4.68	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.40 ...	141
4.69	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.41	142
4.70	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.41	142
4.71	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.41 ...	142
4.72	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.42	143
4.73	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.42	143
4.74	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.42 ...	143
4.75	Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.43	144
4.76	Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.43	144
4.77	Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.43 ...	144
4.78	Comparación de la pérdida de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio	146
4.79	Comparación de la pérdida de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio	147

NOMENCLATURA

b	base del triángulo rectángulo en el cálculo del desarrollo del muelle [m]
D, d	diámetro interior del tubo o del accesorio [m]
D_H	diámetro hidráulico [m]
$E_{\dot{m}_w}$	error de medición del caudalímetro [%]
$E_{P_{abs}}$	error absoluto entre manómetros [Pa]
$\overline{E_{P_{abs}}}$	error absoluto promedio entre manómetros [Pa]
$E_{P_{rel}}$	error relativo del manómetro digital respecto del inclinado [%]
$\overline{E_{P_{rel}}}$	error relativo promedio del manómetro digital respecto del inclinado [%]
f_e	factor de escala del manómetro de tubo inclinado
f_s	factor de fricción para tubo liso (smooth)
g	gravedad terrestre ($9,81 \text{ m/s}^2$)
H	altura del triángulo rectángulo en el cálculo del desarrollo del muelle [m]
h	altura del triángulo rectángulo formado por un paso del muelle desarrollado [m]
k_p	factor de cobertura que proporciona un intervalo correspondiente a un nivel de confianza p , suponiendo una distribución normal
L	longitud de la varilla del muelle desarrollada [m]
$(l - l_0)$	lectura del manómetro de tubo inclinado [mm]
l_p	distancia entre las sondas de presión [m]
\dot{m}_w	caudal másico del agua [g/min]
n	numero de pasos del muelle
P	perímetro de la circunferencia interior del tubo [m]
p	nivel de confianza en porcentaje [%]
P_{bar}	lectura del barómetro vertical de mercurio de la presión de la habitación [Torr]
P_{dig}	lectura del manómetro diferencial digital [Pa]
P_{Fre}	presión atmosférica en la estación meteorológica de la universidad [hPa]
$\overline{P_{Fre}}$	media de los registros de P'_{Fre} durante el tiempo correspondiente a una tanda de medidas para una configuración dada [Torr]
P'_{Fre}	$P_{Fre} + \Delta P_h$ [hPa]
ΔP	diferencia de presión entre la entrada y salida del tubo para la expresión del factor de fricción [Pa]
ΔP_h	diferencia de presión debida a diferencia de alturas [Pa]
P_{room}	presión de la habitación [Torr].
P_{room}^*	presión estimada en el interior del laboratorio [hPa]

P_{ti}	presión del manómetro de tubo inclinado [Pa]
\dot{Q}_{rot}	caudal volumétrico del aire medido en rotámetro [m^3/h].
R	constante universal de los gases ideales (287,05 J/kg K)
TL	tubo liso
T_1	temperatura del agua a la entrada (PT100) [$^{\circ}C$]
T_2	temperatura del aire a la salida del rotámetro [$^{\circ}C$]
T_3	temperatura de la habitación [$^{\circ}C$]
T_4	temperatura del agua a la salida [$^{\circ}C$]
t	temperatura [$^{\circ}C$]
t_{room}	temperatura de la habitación (T_3) [$^{\circ}C$]
$\overline{t_{room}}$	temperatura media de la habitación [$^{\circ}C$]
$u()$	incertidumbre típica
$u^2()$	varianza
$u_c()$	incertidumbre típica combinada
$u_c^2()$	varianza combinada
$u_r()$	incertidumbre relativa [%]
\dot{V}_a	caudal volumétrico del aire real [m^3/h].
Z	error de punto de cero máximo del caudalímetro [kg/h]

LETRAS GRIEGAS

δ	resolución del dispositivo
γ	peso específico [N/m^3]
θ	ángulo de inclinación del manómetro de tubo inclinado
ν	viscosidad cinemática [m^2/s]
ξ	multiplicador de factor de fricción para tubos con accesorio de Takeshima [3]
ρ	densidad [kg/m^3]
ρ_a	densidad del aire [kg/m^3]

SISTEMA DE ECUACIONES DE NAVIER-STOKES

c_v	calor específico a volumen constante [J/kg·K]
e	energía [J]
\vec{f}_m	fuerzas másicas (expresadas por unidad de masa) [m/s^2]
k	constante de Boltzmann ($1,38 \cdot 10^{-23}$ J/K)
μ	viscosidad dinámica [kg/m·s]
p	presión [Pa]
\vec{q}	transmisión de calor por conducción [J]
\dot{Q}_r	transmisión de calor por radiación [J]
\dot{Q}_q	transmisión de calor por reacción química [J]

XIV NOMENCLATURA

ρ	densidad [kg/m ³]
t	tiempo [s]
T	temperatura [K]
Φ_v	función de disipación de Rayleigh [Pa·s]
\vec{v}	velocidad [m/s]

NÚMEROS ADIMENSIONALES

Re número de Reynolds

$$Re = \frac{4\dot{V}_a}{\pi D_H \nu}$$

f factor de fricción de Fanning

$$f = \frac{\Delta P d^5 \pi^2}{32 l_p \dot{V}_a^2 \rho_a}$$

Pr número de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

1. Introducción

1.1 ANTECEDENTES

La evaporación y condensación en película descendente dentro de tubos verticales aparece en multitud de aplicaciones industriales tales como intercambiadores de calor o columnas en procesos químicos donde la transferencia de calor se encuentra siempre afectada por el esfuerzo cortante de la superficie en contacto con el vapor, el cual actúa en paralelo o en contracorriente con la película de líquido dependiendo de la dirección del flujo de vapor. Por esta razón las propiedades hidrodinámicas de la película de líquido se encuentran fuertemente influenciadas por el flujo de vapor.

En tubos inclinados una segunda complejidad es crear un flujo anular, el cual es un factor importante para la eficiencia de la evaporación de la película descendente. Investigaciones previas en el Instituto de Ingeniería Térmica de la Universidad Técnica de la Escuela de Minas de Freiberg (Institut of Thermal Engineering of the TU Bergakademie Freiberg) han sido realizadas para encontrar un accesorio helicoidal que ayude a crear dicho flujo anular cerrado.

Este proyecto forma parte de los estudios que el Instituto de Ingeniería Térmica de la Universidad Técnica de la Escuela de Minas de Freiberg está llevando a cabo en la actualidad sobre energía geotérmica. En esta línea de investigación se estudia la viabilidad de construir pozos de varios kilómetros de profundidad en la superficie terrestre a modo de intercambiadores de calor, geotérmica profunda, en los que se vierte un líquido descendiendo por las paredes de los tubos mientras que el vapor sobrecalentado ascenderá por el corazón de éstos. Una vez en el exterior el vapor sobrecalentado puede ser empleado para suministrar calor, para la obtención de frío o de electricidad. Este Proyecto se centra en concreto en estudiar y determinar las pérdidas de presión debidas a la fricción asociada a los accesorios utilizados en este tipo de flujo, ya que dichas pérdidas afectarán a la relación de caudales máxima que permitirán mantener el flujo en contracorriente.

1.2 OBJETIVOS

El objetivo principal es determinar las pérdidas de presión debidas al uso de diversos muelles en el interior de un sistema formado por un tubo inclinado 20° por el cual desciende una película de agua en contracorriente con un flujo de aire ascendente.

Dichos accesorios helicoidales tienen como objeto conseguir un flujo anular cerrado que moje la totalidad de la pared interior del tubo del intercambiador, también se ha pensado como solución dotar además al sistema de diversos aspersores cada pocos metros, por eso también se estudia la pérdida de presión de los accesorios helicoidales junto con otros rectos simulando la instalación de dichos aspersores. El porqué se eligió una inclinación de 20° en lugar de realizarlos sobre tubos verticales está relacionado con el hecho de que pensando en la idea de construir pozos de varios kilómetros, a día de hoy no existe ninguna empresa perforadora que garantice una verticalidad total en agujeros de esas dimensiones. Este trabajo se centra en datos obtenidos sin intercambio de calor y con agua-aire como fluidos de trabajo a temperatura ambiente y a presión atmosférica.

Además de las tomas de datos se realizó una revisión bibliográfica en la literatura abierta especializada sobre estudios relacionados con la pérdida de presión en tuberías debido al uso de muelles helicoidales.

1.3 RECURSOS DISPONIBLES

Para la realización de este proyecto, se ha contado con un banco de pruebas situado en uno de los sótanos del Instituto de Ingeniería Térmica de la Universidad Técnica de la Escuela de Minas de Freiberg.

Este está compuesto por un tubo de cristal inclinado, núcleo del banco de ensayo, en el que se produce el flujo en contracorriente, varias sondas medidoras de temperatura y presión, un termostato de refrigeración que mantiene la temperatura del agua constante y la bombea, un caudalímetro másico basado en el efecto de Coriolis para la medición del gasto másico de agua, un rotámetro para la medición del caudal volumétrico del aire, un barómetro vertical de mercurio para registrar la presión en la habitación y una aspiradora conectada a un transformador para succionar el aire. Además se dispone del software necesario para el procesamiento de los valores medidos y su posterior comparación y análisis, así como de la bibliografía necesaria.

2. Definición del problema y revisión bibliográfica

En este capítulo se presentan en primer lugar las ecuaciones generales de la Mecánica de Fluidos con las simplificaciones que permiten describir el problema estudiado. También se realiza una introducción a la energía geotérmica y a la tecnología empleada para su explotación en nuestros días. A continuación se caracteriza la pérdida de presión para finalmente presentar un resumen de la revisión bibliográfica realizada sobre la literatura abierta especializada comentando los trabajos más interesantes que permitirán crear una idea general del estado actual de las investigaciones en lo referente a las pérdidas de presión debidas al uso de accesorios helicoidales.

2.1 MODELO MATEMÁTICO Y DEFINICIÓN DEL PROBLEMA EN ESTUDIO

Seguidamente se expone el sistema de ecuaciones generales de Navier-Stokes en forma diferencial, formado por las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía.

Ecuación de continuidad

$$\frac{D\rho}{Dt} + \nabla(\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (2.1)$$

Ecuación de cantidad de movimiento

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\nabla p + \mu \Delta \vec{v} + \rho \vec{f}_m \quad (2.2)$$

Ecuación de la energía interna

$$\rho \frac{De}{Dt} = -p(\nabla \cdot \vec{v}) + \phi_v - \nabla \vec{q} + \dot{Q}_r + \dot{Q}_q \quad (2.3)$$

En el caso en estudio se pueden adoptar las siguientes hipótesis:

Flujo unidimensional.

Flujo bifásico, será necesario describir dos sistemas de ecuaciones uno para la fase líquida y otro para la fase correspondiente al aire.

Flujo estacionario.

Flujo laminar.

Flujo incompresible.

Flujo isoterma.

No se considera transmisión de calor por radiación o reacción química.

Fuerzas inerciales y electromagnéticas despreciables.

Tubo inclinado.

Teniendo en cuenta las simplificaciones anteriores, las ecuaciones generales de la mecánica de fluidos se pueden expresar como sigue.

La ecuación de continuidad para la fase líquida y gas

$$\frac{\partial u_l}{\partial x} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial u_g}{\partial x} = 0 \quad (2.5)$$

En la [Figura 2.1](#) se puede ver un esquema de parte del tubo, y el sentido de los flujos.

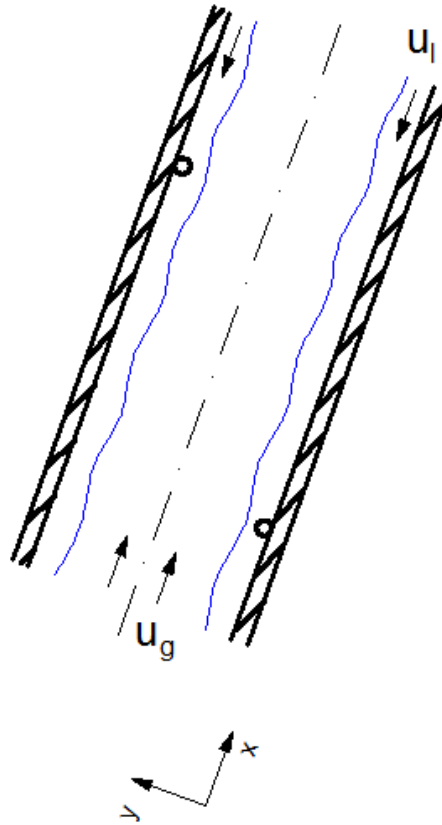


Figura 2.1 Descripción esquemática del flujo

La ecuación de cantidad de movimiento es una ecuación vectorial que se puede descomponer en tres ecuaciones escalares, desarrollándola para la fase líquida queda como sigue,

$$\begin{aligned} \rho_l \left[\frac{\partial u_l}{\partial t} + u_l \frac{\partial u_l}{\partial x} + v_l \frac{\partial u_l}{\partial y} + w_l \frac{\partial u_l}{\partial z} \right] &= \rho_l f_{mx} - \frac{\partial p_l}{\partial x} + \mu_l \left[\frac{\partial^2 u_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_l}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_l}{\partial z^2} \right] \\ \rho_l \left[\frac{\partial v_l}{\partial t} + u_l \frac{\partial v_l}{\partial x} + v_l \frac{\partial v_l}{\partial y} + w_l \frac{\partial v_l}{\partial z} \right] &= \rho_l f_{my} - \frac{\partial p_l}{\partial y} + \mu_l \left[\frac{\partial^2 v_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_l}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_l}{\partial z^2} \right] \\ \rho_l \left[\frac{\partial w_l}{\partial t} + u_l \frac{\partial w_l}{\partial x} + v_l \frac{\partial w_l}{\partial y} + w_l \frac{\partial w_l}{\partial z} \right] &= \rho_l f_{mz} - \frac{\partial p_l}{\partial z} + \mu_l \left[\frac{\partial^2 w_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_l}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_l}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (2.6)$$

Aplicando las simplificaciones de las hipótesis quedaría

$$0 = -\rho_l g \cos \alpha - \frac{\partial p_l}{\partial x} + \mu_l \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$0 = -\rho_l g \sin \alpha - \frac{\partial p_l}{\partial y}$$

$$0 = \frac{\partial p_l}{\partial z} \quad (2.7)$$

Análogamente para la fase gaseosa se obtienen las siguientes tres ecuaciones escalares

$$0 = -\rho_g g \cos \alpha - \frac{\partial p_g}{\partial x} + \mu_g \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$0 = -\rho_g g \sin \alpha - \frac{\partial p_g}{\partial y} \quad (2.8)$$

$$0 = \frac{\partial p_g}{\partial z}$$

Ecuación de la energía interna desarrollada en forma diferencial sería,

$$\rho_l c_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_l \frac{\partial T}{\partial x} + v_l \frac{\partial T}{\partial y} + w_l \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$= +\Phi_v + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right) - \nabla \cdot \vec{q} + \dot{Q}_r + \dot{Q}_q \quad (2.9)$$

Aplicando las hipótesis quedaría,

$$\rho_l c \left(u_l \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \Phi_v \quad (2.10)$$

Y para la fase gaseosa,

$$\rho_g c_v \left(u_g \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \Phi_v \quad (2.11)$$

Siendo Φ_v la conocida función de disipación de Rayleigh.

2.2 ENERGÍA GEOTÉRMICA. TECNOLOGÍAS ACTUALES

Debido a que este Proyecto Final de Carrera, aunque no trate directamente sobre geotermia, forma parte de los estudios que el Institut of Thermal Engineering of the TU Bergakademie Freiberg está llevando a cabo en la actualidad sobre energía geotérmica, se ha creído conveniente realizar un breve resumen que sirva de introducción a este campo y muestre las tecnologías actuales empleadas para el aprovechamiento de la misma.

2.2.1 Introducción a la energía geotérmica

La energía geotérmica es, según el Consejo Europeo de Energía Geotérmica (EGEC), la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la Tierra. Engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad y procedencia. La manera de extraerla cuando no se encuentra concentrado en masas líquidas o vapor suele ser transferir dicha energía a un fluido, generalmente agua, y transportarlo a la superficie mediante sondeos, sondas geotérmicas, colectores horizontales, o mediante intercambiadores de calor tierra-aire enterrados a poca profundidad en el subsuelo.

Una vez en la superficie en función de su entalpía, se empleará para la producción de energía eléctrica, si es posible, o se aprovechará su calor directamente mediante intercambiadores de calor o bombas de calor.

En la [Figura 2.2](#) se muestran las aplicaciones más importantes de la energía geotérmica en función de la temperatura de los fluidos geotermiales, y en su parte inferior se establece una agrupación de la energía geotérmica en cuatro tipos: muy baja, baja, media y alta temperatura.

Dependiendo de la fuente consultada los límites de estos intervalos varían. La división que aparece en la [Figura 2.2](#) es la que establece el "Código Minero" en Francia. Así pues se establecen las cuatro siguientes categorías para la energía geotérmica cuyos intervalos sirven también para limitar los diferentes recursos geotérmicos:

Alta temperatura: más de 150 °C

Una temperatura superior a 150 °C permite transformar directamente el vapor de agua en energía eléctrica.

Media temperatura: entre 90 y 150 °C

Permite producir energía eléctrica utilizando un fluido de intercambio, que es el que alimenta a las centrales.

Baja temperatura: entre 30 y 90 °C

Su contenido en calor es insuficiente para producir energía eléctrica, pero es adecuado para calefacción de edificios y en determinados procesos industriales y agrícolas.

Muy baja temperatura: menos de 30 °C

Puede ser utilizada para calefacción y climatización, necesitando emplear bombas de calor.

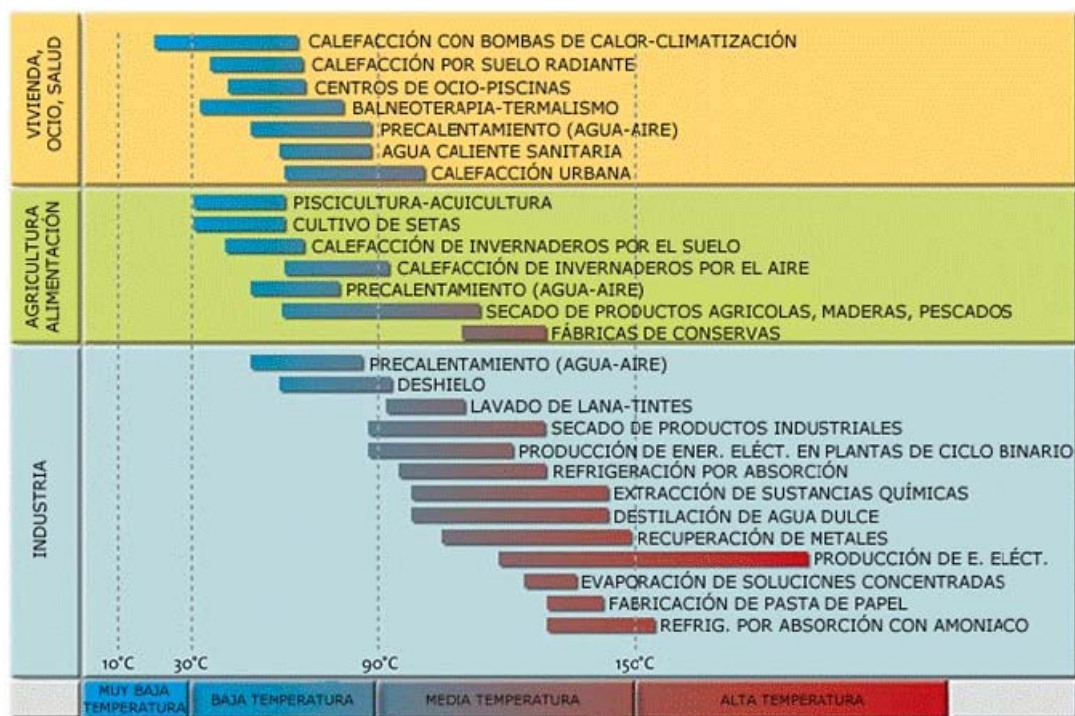


Figura 2.2 Principales usos de la energía geotérmica en función de la temperatura

Se define como recurso geotérmico a una concentración de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidad tales que su extracción económica es actual y potencialmente posible. Mientras que se define como yacimiento geotérmico al área geográfica concreta en la que se dan determinadas condiciones geológicas y geotérmicas favorables para que se puedan explotar de forma económica los recursos geotérmicos del suelo.

Si clasificamos los yacimientos según su nivel de temperatura obtendríamos la misma clasificación anterior con los mismos intervalos de temperatura. La localización de

los recursos, salvo irregularidades geológicas estarán más cerca de la superficie cuanto más baja sea la temperatura. Los yacimientos geotérmicos de muy baja temperatura abarcan la totalidad de la superficie terrestre no cubierta por agua, ya que a 500 m de profundidad con un gradiente geotérmico normal se encuentran rocas con una temperatura de 25-30 °C. Por otro lado, los yacimientos geotérmicos de baja temperatura, entre 30 y 90 °C, pueden encontrarse en cuencas sedimentarias, en capas entre 1500 y 2500 metros de formaciones geológicas permeables, capaces de contener y dejar circular fluidos que extraigan el calor de las rocas, ya que a 2000 m la temperatura puede alcanzar 70 °C o más con un gradiente geotérmico normal. Parte del calor de la Tierra proviene de la desintegración de isótopos radiactivos, por lo que en cuencas sedimentarias jóvenes el gradiente geotérmico será mayor. Los yacimientos con recursos geotérmicos de temperaturas medias, entre 90 y 150 °C, al igual que los de baja temperatura se encuentran en cuencas sedimentarias pero a profundidades comprendidas entre 2000 y 4000 m, también en zonas de adelgazamiento de la litosfera, o con mayor concentración de isótopos radiactivos o en las mismas regiones que los yacimientos de alta temperatura, pero a una menor profundidad, menos de 1000 m. Y por último los yacimientos con fluidos geotermales, o con rocas calientes, a más de 150 °C de temperatura, se encuentran en zonas geográficas con gradiente geotérmico extraordinariamente elevado, hasta 30 °C cada 100 m. Suelen coincidir con fenómenos geológicos tales como actividad sísmica elevada, actividad volcánica muy reciente, formación de cordilleras en épocas geológicas recientes y principalmente en regiones volcánicas situadas en los bordes de las placas litosféricas. Se suelen explotar a profundidades comprendidas entre 1500 y 3000 m.

Los yacimientos geotérmicos de alta temperatura, debe reunir tres condiciones geológicas básicas: una fuente de calor, magma cercano situado a 5-10 km de la superficie, un acuífero que obtenga el calor de las rocas calientes permeables que esté conectado a un área de recarga superficial a través de la cual el agua meteórica pueda reemplazar a la que se escapa por las fuentes termales y una capa impermeable sobre el acuífero para que mantenga el agua atrapada y a la presión del mismo. Cuando el agua asciende por el pozo de extracción a la superficie, la presión disminuye bruscamente generando grandes cantidades de vapor. Una vez separado se pasa a una turbina para que genere energía eléctrica. A estos yacimientos se les llama de vapor húmedo. Si para la presión del yacimiento, la temperatura es superior a la de saturación correspondiente, habrá un sobrecalentamiento sin contenido de agua líquida. A estos yacimientos se les llamará de vapor seco, y permiten obtener mejores rendimientos en las turbinas de generación de electricidad.

A este modelo de yacimiento de alta temperatura se pueden sumar dos tipos especiales más, los yacimientos de roca caliente (HDR), también llamados sistemas geotérmicos estimulados (EGS) y los yacimientos geopresurizados. Los HDR, son yacimientos de alta temperatura en los que no se tienen rocas permeables ni agua en

circulación, pero estos pueden ser mejorados por el hombre, de ahí el nombre de Sistemas Geotérmicos Estimulados. La permeabilidad en las rocas puede crearse artificialmente inyectando grandes cantidades de agua a elevada presión en las rocas, provocando la fracturación de las mismas. Este proceso se llama hidrofracturación o fracturación hidráulica comúnmente conocida en inglés como fracking. La tecnología EGS, además de poder utilizarse para crear yacimientos de alta temperatura nuevos, sirve para ampliar la extensión de yacimientos que ya estén actualmente en producción. El otro tipo particular de yacimientos de alta temperatura, los geopresurizados, son aquellos en los que el agua contenida en el acuífero se encuentra sometida a grandes presiones, entre un 40 y un 90% superiores a la presión hidrostática que correspondería a la profundidad a la que se encuentra.

Si clasificamos los recursos energéticos en función de la profundidad a la que se encuentren, podemos dividirlo en dos grupos: geotérmica somera y geotérmica profunda, se suele establecer arbitrariamente el límite en 400 m por debajo de la superficie. Los recursos geotérmicos de muy baja temperatura se encuentran siempre dentro del primer grupo.

2.2.2 Tecnologías y aplicaciones

El tipo de recurso geotérmico (alta y media o baja entalpía, básicamente) establece sus posibilidades de aprovechamiento. Éstas varían, pero se pueden establecer dos tipos de aplicaciones principales: la producción de electricidad para los recursos geotérmicos de alta y media entalpía (incluyendo los sistemas geotérmicos estimulados) y los usos directos del calor (suministro de calefacción a viviendas, agua caliente sanitaria (ACS), locales y aplicaciones industriales) para los recursos de baja entalpía (incluyendo los de muy baja entalpía).

2.2.2.1. TECNOLOGÍAS PARA CENTRALES DE GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD

Tipos de centrales geotérmicas

Las características termodinámicas del fluido (temperatura y presión), la fase en que se encuentre (vapor seco, mezcla agua-vapor etc.), la salinidad del fluido, las características de los elementos disueltos en el fluido, etc., influyen decisivamente en las características de los elementos de la central.

Hay varios tipos de tecnologías disponibles para la generación de energía eléctrica:

Las turbinas de vapor convencionales, requieren fluidos a temperaturas no inferiores a 150 °C y están disponibles con descarga atmosférica (back-pressure) o bien con descarga de condensación:

- **Ciclo directo sin condensación:** este es el ciclo más simple y más barato en cuanto a costo de planta. El vapor procedente directamente del pozo pasa a las turbinas de donde escapa a la atmósfera. Estas unidades pueden llegar a consumir doble cantidad de vapor por kilovatio producido que las unidades con condensación. Sin embargo, las turbinas de descarga atmosférica son inmensamente útiles como plantas pilotos, plantas portátiles en el caso de pequeños abastecimientos desde pozos aislados, y para generar electricidad con pozos exploratorios durante el desarrollo del campo. Su uso es obligado cuando el contenido en gases no condensables es superior al 50% o cuando el contenido total de gases excede del 10%, debido al alto costo que representaría la separación de gases en los condensadores. Este tipo de máquinas está usualmente disponible en tamaños pequeños (2,5 – 5 MWe).

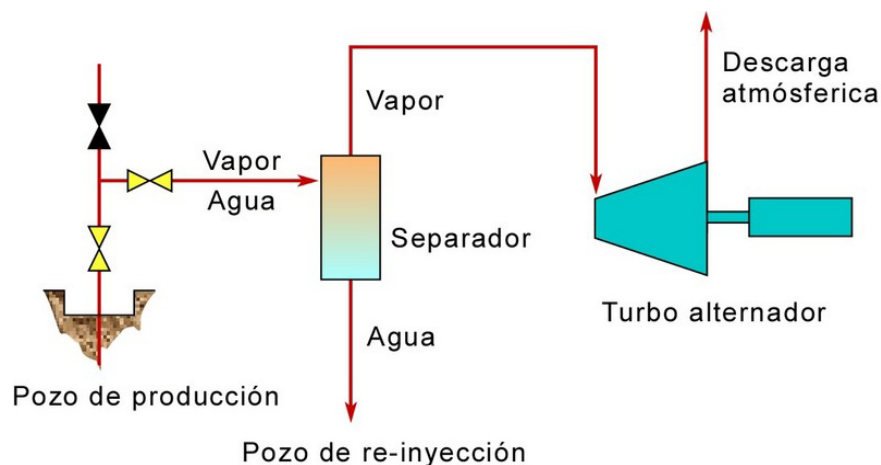


Figura 2.3 Esquema de una planta geotermoelectrica de descarga atmosférica sin condensación

- **Ciclo directo con condensación:** este es el más común de los ciclos utilizados en caso de vapor seco. En ellos, el vapor, después de pasar por las turbinas, es condensado extrayéndose los gases contenidos en el vapor. Las unidades de condensación, como tienen más equipos auxiliares, son más complejas que las unidades de descarga atmosférica sin condensación y como son de tamaños mayores requieren el doble del tiempo para su construcción e instalación. El consumo específico de vapor de las unidades de condensación es, sin embargo, cerca de la mitad de las unidades de descarga atmosférica. Las plantas de condensación de 55-60 MWe de

capacidad son muy comunes, y recientemente se han construido e instalado plantas de 110 MWe. Puede verse un esquema de dicha planta en la [Figura 2.4](#). El flujo del fluido de alta temperatura está indicado en rojo y el agua fría en azul.

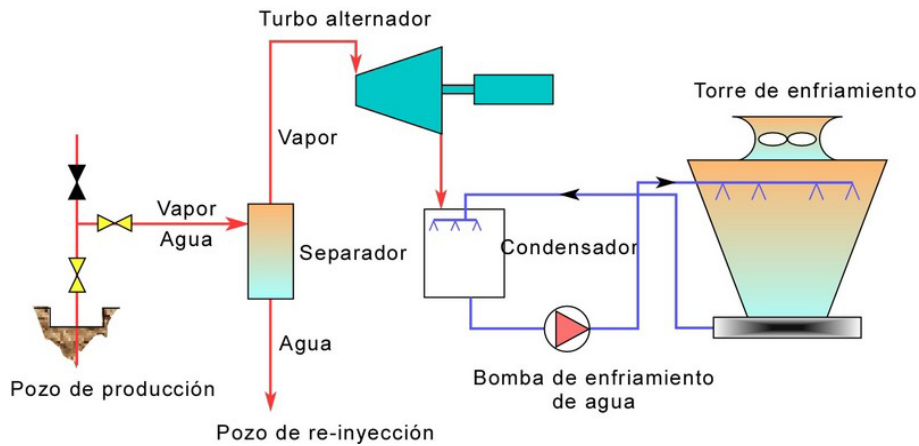


Figura 2.4 Esquema de una planta geotermoeléctrica de condensación

- **Ciclo indirecto con condensación y recuperación de aguas mineralizadas:** algunas veces la naturaleza corrosiva del vapor es tal que impide su paso directo a las turbinas. En este caso el vapor procedente del pozo cede su energía a un vapor limpio que es el que pasa a las turbinas. Hoy en día este ciclo no es tan usual debido al avance conseguido en los materiales para turbinas, que resisten ya la presencia de productos corrosivos en el vapor. Los minerales más comúnmente recuperados eran ácido bórico y amoniaco. El valor de estos minerales hacía competitivo el sistema a pesar del despilfarro energético que representaba. Se utilizaron hasta aproximadamente la mitad del siglo XX en que surgieron otros métodos de producción de dichos minerales más económicos.

Mucho más frecuentes son los yacimientos geotérmicos en los que el fluido se compone de una mezcla de agua y vapor (vapor húmedo). La energía recuperable en este tipo de yacimientos es muy superior a la que se recupera en los casos citados anteriormente. Los campos de agua caliente se explotan generalmente mediante ciclo semidirecto con flash en una o varias etapas y con condensación.

- **Ciclo semidirecto con flash y con condensación:** la primera operación que se realiza es la separación de las fases vapor y agua líquida. El vapor se envía a la turbina de alta presión o a la zona de alta de turbinas multietapas. El agua caliente separada es sometida a flashing, con separación de vapor a baja presión que se envía a turbinas de baja presión

o a la zona de baja de las turbinas multietapas. Esta operación puede ser repetida tantas veces como lo permita la entalpía del agua separada, ver [Figura 2.5](#). Este tipo de ciclos semidirectos también se pueden llevar a cabo sin ningún flashing con lo que el agua procedente del separador es eliminada directamente, produciendo electricidad únicamente con el vapor procedente de la primera separación, aunque desaprovechando gran cantidad de energía.

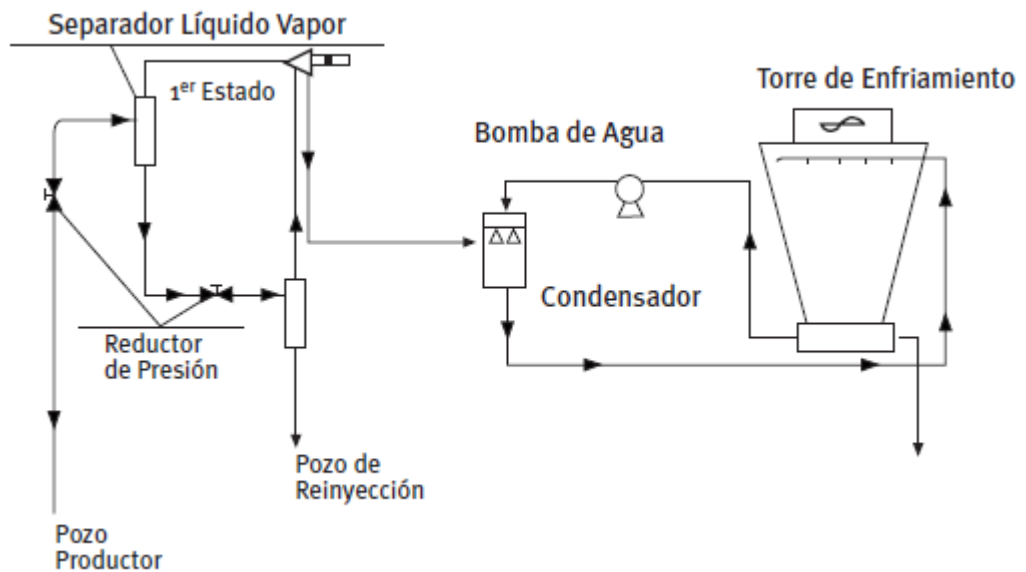


Figura 2.5 Ciclo semidirecto con flash y con condensación

Tanto en los casos en que los fluidos no tengan la suficiente entalpía como en aquellos en que el fluido tenga un elevado nivel de salinidad (campos de salmueras), se utilizan ciclos binarios en los que el fluido que se envía a turbina no es el propio fluido geotérmico.

- **Ciclos binarios:** Se basan en evitar el uso directo del fluido termal y utilizar un fluido secundario, el denominado fluido de trabajo. El fluido geotérmico cede su calor a un segundo fluido a través de un intercambiador. Este segundo fluido se convierte en vapor, activa la turbina y genera electricidad. El motivo de emplear este segundo fluido es que su temperatura de evaporación es más baja. Así pues se necesita menos calor para vaporizar el fluido. El vapor después de haber movido las turbinas, se condensa y vuelve a ser reutilizado, estaríamos ante un circuito cerrado. Cuando el fluido geotérmico tiene suficiente entalpía, se puede utilizar como fluido de trabajo agua, en caso contrario se usa como fluido secundario alguno con bajo punto de ebullición (freones, isobutanos, isopropanos, etc.). Las dificultades, en cuanto a costes y rendimientos, que

este tipo de plantas binarias tenían hace años, están hoy absolutamente superadas con el desarrollo de nuevos ciclos (Kalina, etc.), lo que permite que extensas zonas con recursos de media temperatura (100-150 °C), así como aquellos procedentes de yacimientos de rocas calientes (HDR/EGS), se puedan utilizar para generar electricidad. En el esquema de la [Figura 2.6](#) puede observarse el esquema de un ciclo binario, el fluido geotermal aparece en rojo, el fluido de trabajo en verde y el agua fría en azul.

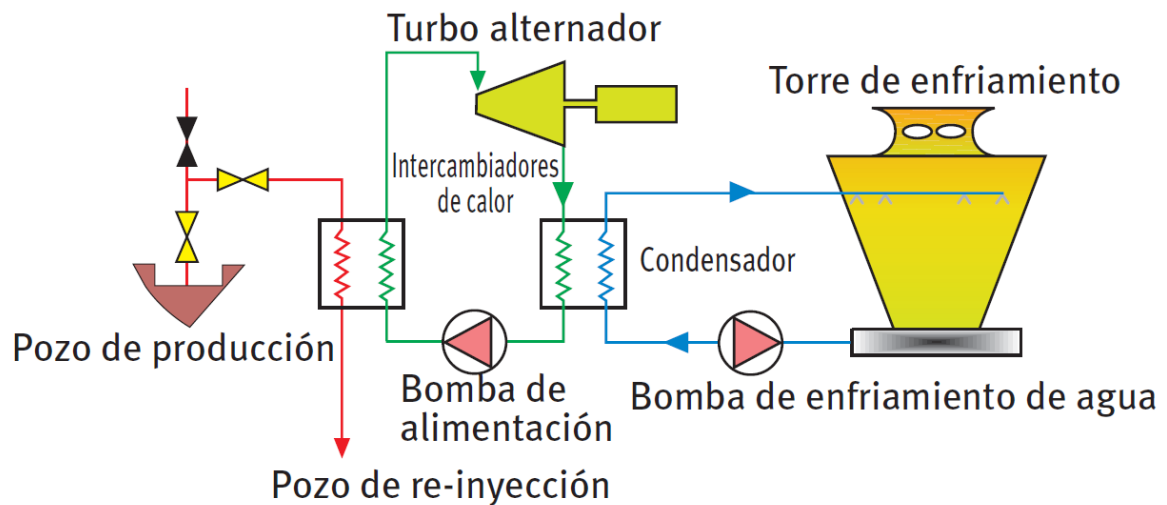


Figura 2.6 Esquema de planta geotermal binaria

2.2.2.2. TECNOLOGÍAS PARA APROVECHAMIENTOS GEOTÉRMICOS DE BAJA Y MUY BAJA TEMPERATURA

Aprovechamiento directo del calor

Los fluidos geotérmicos de baja temperatura (< 100 °C), pueden ser utilizados para la aplicación directa del calor. Se puede clasificar esta en dos ámbitos claramente diferenciados: el sector industrial y el sector residencial y de servicios.

SECTOR INDUSTRIAL

A continuación se definen algunas de las principales aplicaciones térmicas en este sector:

Procesos industriales: procesos de calefacción, evaporación, secado, esterilización, destilación, lavado, descongelamiento y extracción de sales, etc., aplicado en la industria de producción de papel y reciclado, procesamiento de celulosa, tratamientos textiles, industria alimenticia, pasteurización de leche, extracción de productos químicos, recuperación de productos petrolíferos, extracción de CO₂, bebidas carbonatadas, etc.

Invernaderos: calefacción a campo abierto e invernaderos.

Acuicultura: se emplea para mantener el agua caliente en la cría de especies animales.

SECTOR RESIDENCIAL Y SERVICIOS

El uso de sistemas geotérmicos de baja entalpía para el sector residencial y de servicios permite prescindir de otras energías caras y no renovables. El sistema de climatización geotérmico funciona correctamente con cualquier instalación de calefacción actual, bien sea por radiadores, suelo radiante o aire. En general, un esquema simplificado de un sistema de energía geotérmica aplicado a este sector consta de tres circuitos diferenciados:

Circuito primario: formado por un equipo de bombeo y acondicionamiento de agua geotérmica situado en la boca del pozo de extracción, un intercambiador de placas y el sistema de reinyección.

Red de distribución: formado por un sistema cerrado de tuberías, ida y retorno, para distribuir el agua caliente a los usuarios, un equipo de bombeo y una centralita de conexión con el particular.

Circuito de distribución privado: desglosado en dos circuitos claramente diferenciados en función del nivel térmico de funcionamiento al que trabajan, uno en circuito abierto para el agua caliente sanitaria (ACS) y otro en circuito cerrado de calefacción.

La demanda de ACS en el sector doméstico es muy irregular, teniendo en cuenta una sola vivienda, pero a medida que se añaden más viviendas al sistema, la curva de demanda se suaviza progresivamente. Debido al elevado coste de los sistemas de transporte del calor (tuberías térmicamente aisladas y protegidas contra la corrosión y el depósito de elementos disueltos), se requiere una importante demanda a poca distancia del aprovechamiento geotérmico. Para

esquemas basados en almacenes sedimentarios profundos (2000-2500 m) se requiere una demanda del orden de 3000 viviendas, lo que se conoce como calefacción de distrito.

Calefacción de Distrito, "district heating" : El sistema satisface la demanda de calor de un conjunto de usuarios, distribuidos dentro de una zona extensa, del tamaño de un barrio, distrito o incluso una ciudad entera. Satisface tanto la demanda de calefacción como de refrigeración. Pueden ser abiertos o cerrados. El sistema cerrado constará de un circuito de calefacción con tubería de impulsión y una tubería de retorno, mientras que el circuito que distribuye ACS es un sistema abierto. Existen también proyectos en el que el agua geotérmica discurre bajo carreteras y calles para evitar el hielo o incluso para dispersar la neblina de los aeropuertos.

Debido a la gran cantidad de minerales que se disuelven en el fluido en estos casos, los fluidos geotérmicos se convierten en salmueras con elevados contenidos salinos. Con el objeto de evitar el deterioro ambiental que significaría un vertido de tales salmueras y para mantener la presión en el yacimiento, el fluido se inyecta en el yacimiento una vez que se le ha extraído la energía calorífica.

Se habla en estos casos de explotación mediante doblete de sondeo. Un sondeo de extracción por el que se obtiene mediante bombeo el fluido geotérmico, tras su paso por el intercambiador primario, el fluido ya enfriado es reinyectado en el yacimiento a través de un segundo sondeo (sondeo de inyección).

Los dos sondeos que incluyen el doblete suelen ser perforados a escasos metros de distancia en la superficie pero en profundidad, los sondeos se encuentran distanciados de forma muy notable, de tal modo que el avance del llamado frente frío producido por la inyección del fluido no alcance al punto de extracción de modo significativo. El doblete se diseña mediante simulación matemática según las condiciones del yacimiento, para que el avance del frente frío reduzca la diferencia de temperatura entre ambos sondeos a 1 °C al cabo de 20-25 años, cuando se alcanza el final de la vida útil de dicho doblete.

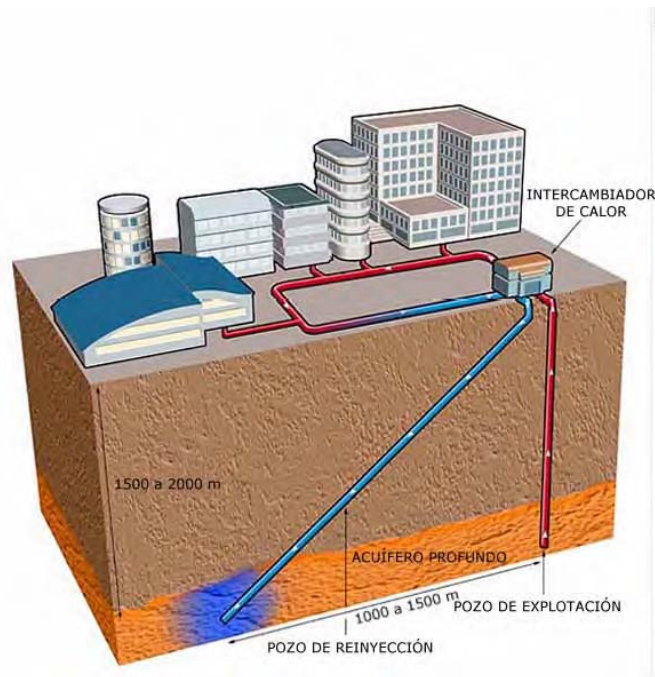


Figura 2.7 Explotación mediante doblete de sondeo

Si las necesidades de calefacción no son constantes a lo largo del año, para cubrir las puntas de demanda energéticas se suele adoptar una solución que consiste en, utilizar la geotermia como energía de base para el suministro energético y una fuente de apoyo (en muchos casos la caldera tradicional a la que la geotermia viene a sustituir) que suministre las puntas de demanda. Si se cubre con la energía geotérmica el 50% de la potencia máxima demandada, esto quiere decir que se ha conseguido cubrir mediante la geotermia el 80% de la demanda energética total.

Bomba de Calor Geotérmica (GHP)

Cuando la temperatura del fluido geotérmico no supera los 50 °C, la única posibilidad de suministrar calefacción a locales consiste en la utilización de la bomba de calor.

El agua extraída de los sondeos, a temperaturas entre 15 y 50°C, mediante la bomba de calor aporta al circuito de calefacción la energía térmica requerida y puede

posteriormente ser reinyectada o empleada para otros usos. La estabilidad térmica de los fluidos geotérmicos, permite dimensionar la bomba de calor con unos niveles de precisión muy elevados obteniendo rendimientos térmicos mucho más elevados que los que se obtendrían con otros fluidos (agua de ríos, aire, etc.).

En países con niveles altos de radiación solar, como es el caso de España, la temperatura del suelo a profundidades de más de 5 metros es relativamente alta (alrededor de 15 grados). A esas profundidades se tiene una temperatura estable, independientemente de la estación del año o de las condiciones meteorológicas. Esta estabilidad geotérmica es la que permite que en verano el subsuelo esté considerablemente más fresco que el ambiente exterior. Mediante un sistema de captación adecuado y una bomba de calor geotérmica se puede transferir calor de esta fuente de 15°C a otra de 50 °C, y utilizar esta última para la calefacción doméstica y la obtención de agua caliente. Del mismo modo que en invierno la bomba geotérmica saca el calor de la Tierra, en verano se extrae mediante el mismo sistema de captación, transfiriéndolo al subsuelo y refrigerando así el edificio. Cuando se trata de aprovechamientos del agua subterránea, es decir con recursos a 15-20 °C, orientados únicamente a estos fines energéticos, las profundidades óptimas de la captación que permiten rendimientos económicos son del orden de 4 a 50 metros. La posibilidad de aprovechamiento de la entalpía del fluido geotérmico ofrece gran interés en áreas con recursos limitados, si bien encarece la instalación a causa de la reinyección.

Aunque la existencia de recursos geotérmicos está ampliamente distribuida a lo largo de toda la geografía, hay lugares en los que debido a la profundidad en la que se encuentran o a la impermeabilidad de los terrenos no se puede aprovechar la entalpía de las aguas del subsuelo, pero si se puede aprovechar el flujo de calor que mantienen la temperatura estables a dichas profundidades. Son varias las tecnologías que existen para aprovechar el calor del suelo. Se diferencian fundamentalmente de los aprovechamientos de recursos geotérmicos de muy baja temperatura en que aquellos son sistemas abiertos en los que el agua captada se lleva directamente a la bomba de calor, mientras que estos se utilizan intercambiadores situados en el subsuelo y por ellos circula en circuito cerrado el fluido que se lleva a la bomba de calor. Según estén situados los intercambiadores en el subsuelo, se pueden distinguir dos tipos de instalaciones.

Los aprovechamientos con intercambiadores verticales consisten en perforaciones realizadas en el subsuelo en las que se introducen, en el caso más sencillo, un doble tubo por el que circula el fluido. Las profundidades de los sondeos abarcan desde 10 hasta 250 metros, aunque lo más frecuente es que se hagan perforaciones entre 50 y 100 metros. El número de perforaciones dependerá de la transmisión de calor en el medio, véase la imagen derecha de la [Figura 2.9](#). Una variante de esta técnica es la que utiliza los pilares de la edificación como sondeos para la captación de calor, ver la [Figura 2.8](#).

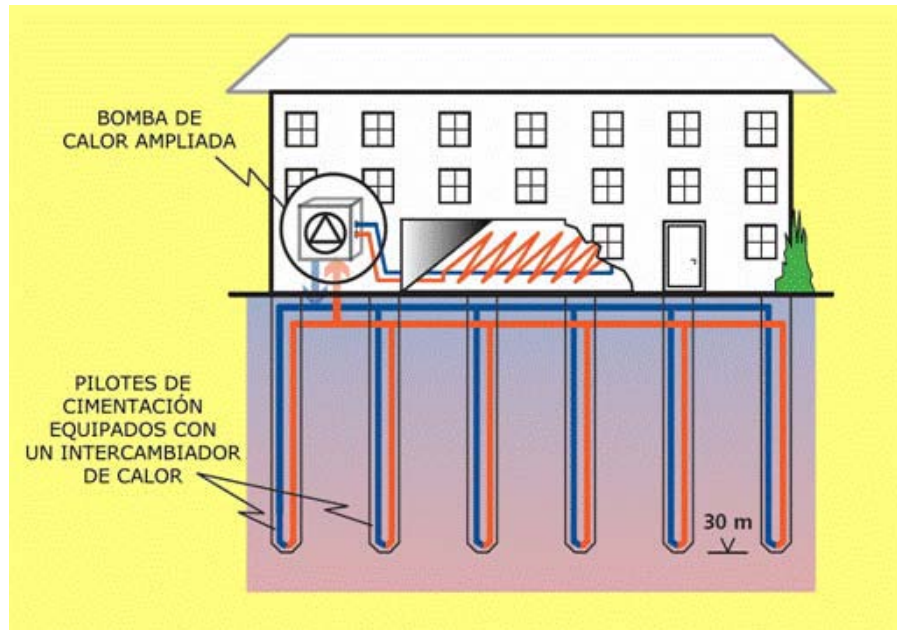


Figura 2.8 Sistema de pilotes energéticos para calefacción y climatización

El segundo tipo de intercambiadores en el subsuelo lo constituyen los intercambiadores horizontales que básicamente consisten en un circuito de tuberías bajo el terreno que aprovecha el calor proveniente del subsuelo. Se suelen situar a poca profundidad (entre 1 y 2 metros) y por lo tanto tienen una pequeña variación de las condiciones de temperatura en las distintas épocas del año, si bien esto tiene poca influencia cuando se usa la bomba de calor en modo reversible. Al igual que con los intercambiadores verticales este circuito también se pueden incluir en la cimentación del edificio cuando se está construyendo, véase la imagen izquierda de la [Figura 2.9](#).

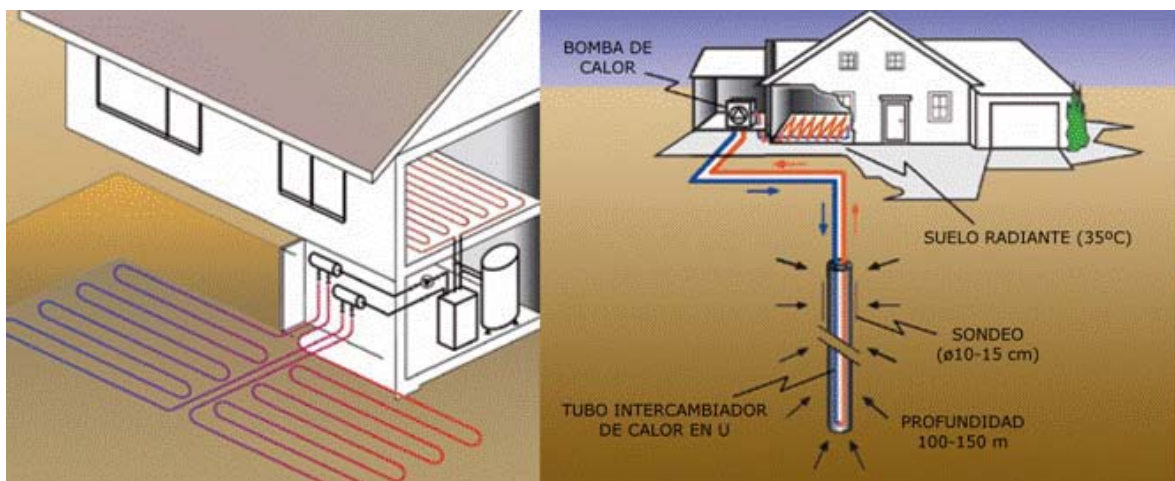


Figura 2.9 Colectores horizontales y sonda geotérmica vertical

2.3 CARACTERIZACIÓN DE LA PÉRDIDA DE PRESIÓN

Presión se define como una fuerza que actúa en una superficie. La presión total o de remanso, es la suma de una componente estática (energía potencial) y una componente dinámica (energía cinética). Cada una de estas componentes puede ser determinada con diferentes métodos:

La presión total, con un tubo de Pitot.

La presión dinámica, con un tubo de Prandtl.

La presión estática, con una sonda de presión estática.

Existen varios principios de medición de presión:

La longitud de una columna de líquido en un campo gravitatorio (p. ej. manómetro de columna de líquido),

El desplazamiento o deformación de una membrana o de un cilindro (p. ej. transductores piezoeléctricos),

Cambio de forma de resortes planos o tubulares (p. ej. tubo Bourdon).

En este proyecto, se utilizaron dos sondas de presión estática para medir la presión diferencial, éstas estaban colocadas a la entrada y a la salida del tubo de vidrio en el interior de los respectivos campos de flujo.

La presión dinámica es desconocida e igual en ambos puntos de medición, ya que se tiene la misma sección y se conserva el caudal por lo tanto se tendrá la misma velocidad, además se considera flujo incompresible, de modo que la diferencia de presión estática es igual a la diferencia de presión total. Esta diferencia de presión se debe a la diferencia de cota entre los dos puntos y a las pérdidas ocasionadas por fricción en el interior del tubo.

Para determinar la presión estática, se utilizó una sonda alineada con la dirección del flujo, sellada en su extremo y con agujeros laterales para la toma de presión como la mostrada en la [Figura 2.10](#). Dado que la sonda es muy sensible a la dirección, deben estar alineados en paralelo a las líneas de corriente y centradas en el tubo para evitar en la medida de lo posible cualquier efecto sobre el flujo y evitar grandes oscilaciones en las medidas.

Las sondas estaban conectadas a un manómetro diferencial digital y a un manómetro inclinado para tener una medida de comparación.

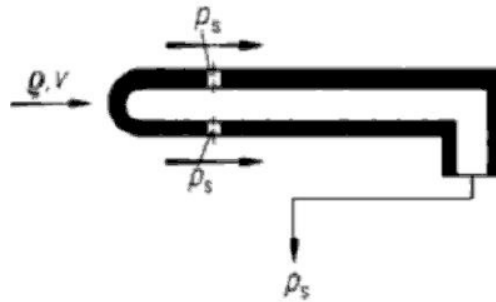


Figura 2.10 Esquema de una sonda de presión estática (1)

Un manómetro diferencial de tubo inclinado mide la diferencia de presiones entre dos puntos, puede variarse la inclinación del tubo siendo la sensibilidad del instrumento mayor cuanto menor sea el valor del ángulo α . La ventaja de este instrumento es la ampliación que se obtiene de la lectura de l , al dividir Δh entre $\text{sen}\alpha$. La longitud l de la columna de líquido (ver [Figura 2.11](#)) es proporcional a la diferencia de presión ($p_1 - p_2$).

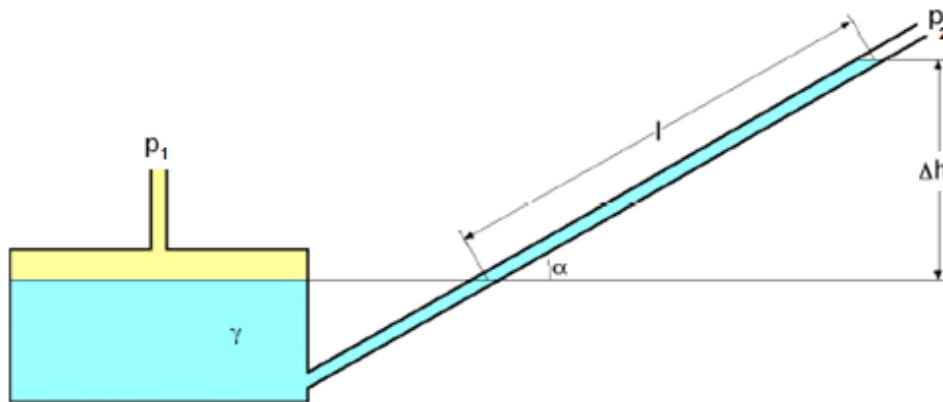


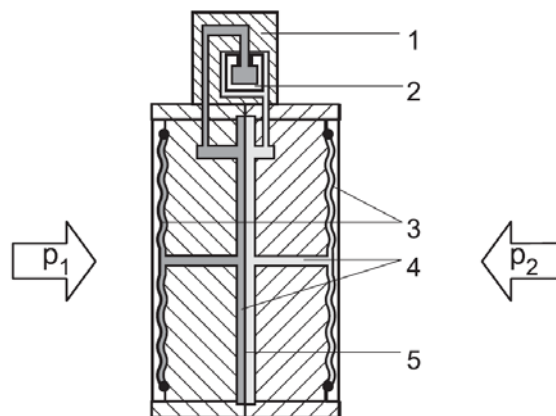
Figura 2.11 Manómetro diferencial inclinado (2)

$$\Delta p = l \cdot \sin \alpha \cdot \gamma \quad (2.12)$$

Siendo $\gamma = \rho \cdot g$ el peso específico

El transmisor de presión relativa utilizado en el banco de ensayos es de la marca Endress+Hauser, modelo Deltabar S PMD 235. Este instrumento para medir la presión por su principio de funcionamiento se engloba dentro de los transductores piezoeléctricos,

éstos se basan en la deformación de una membrana elástica para la medición de la presión. Como se puede ver en la [Figura 2.12](#) los diafragmas separadores (3) son desplazados en ambos lados por las presiones ejercidas. Un aceite de relleno protector (4) transmite la presión al sensor piezorresistivo. Si este sensor se carga con presión, se deforma y esta deformación conduce a cambios en los valores de resistencia proporcionales, que se convierten en una señal de salida de 4-20 mA. El cambio en la tensión de salida debido a la diferencia de presión se mide y se procesa dando como resultado la medición de la presión.



Célula de medición metálica 10 mbar
y 30 mbar

- 1 Elemento sensor
- 2 Diafragma de silicona
- 3 Diafragma de separación
- 4 Aceite de relleno
- 5 Protección de sobrecarga integrada

Figura 2.12 Deltabar S PMD 235 (3)

Para la realización del Proyecto Final de Carrera era necesario tener ciertos conocimientos sobre el uso de accesorios helicoidales, por eso se llevó a cabo la revisión bibliográfica que se presenta a continuación.

2.4 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Se ha realizado una revisión bibliográfica en la literatura abierta especializada para obtener información básica sobre el empleo de accesorios y como afectan a la pérdida de presión. No se ha encontrado ningún trabajo que se ajustara a las condiciones de este proyecto, es decir, pérdidas de presión asociadas al uso de accesorios helicoidales para conseguir un flujo anular cerrado en un tubo inclinado con un flujo en contracorriente agua-aire en película descendente para bajos números de Reynolds de la fase líquida. El uso más común para este tipo de accesorios es mejorar la transferencia de calor en intercambiadores.

En el campo de la transferencia de calor, se han realizado grandes esfuerzos para desarrollar intercambiadores de calor compactos y eficientes que ahorran energía, espacio y dinero. Diferentes métodos han sido desarrollados para incrementar los coeficientes de transferencia de calor. En general las mejoras en la transferencia de calor pueden dividirse en dos grupos. Uno es el método pasivo, sin necesidad de energía externa, como superficies rugosas, superficies extendidas o generadores de turbulencias o de rotación del fluido, por ejemplo, tubos acanalados o roscados internamente, cintas retorcidas "*twisted tapes*" o alambres en espiral "*coiled wires*". El otro es el método activo, el cual requiere de una fuente de energía externa, por ejemplo, vibraciones, inyección y succión de fluido o el uso de campos electrostáticos. Todas estas mejoras llevan asociadas en mayor o menor grado un incremento en el factor de fricción, el cual es necesario también tener en cuenta a la hora de diseñar el intercambiador.

Apoyan el uso de alambres su bajo coste de producción y mantenimiento, la facilidad de colocación y desmontaje para tareas de limpieza, la posibilidad de aprovechar tubos lisos ya construidos y que la penalización por pérdida de presión es menor comparada con otros métodos pasivos, como las cintas retorcidas. El uso de alambres en espiral introduce turbulencias, modificando la superficie de contacto y la interacción entre ambos flujos. Actúa como una rugosidad y acelera la aparición de la transición de flujo laminar a turbulento ocurriendo a números de Reynolds menores que en el caso de tubo liso. Dependiendo de la geometría el accesorio ocasiona un segundo flujo y se produce una reducción del diámetro hidráulico incrementando la velocidad media del flujo.

La mejora de la tasa de transferencia de calor a través de estas técnicas, como se mencionó anteriormente, puede dar lugar a equipos menos costosos y con una mayor eficiencia, sin embargo determinar los efectos de todos los parámetros que afectan a la transferencia de calor y a la pérdida de presión en detalle requiere un amplio grupo de experimentos. Entre los trabajos encontrados hay estudios que muestran cómo se modifican los patrones de flujo, cómo afecta su uso a la transferencia de calor, pérdida de presión, fracción de vacío o espesor de película, cómo influyen diversos parámetros

geométricos como el espesor del alambre, la forma de la sección o la longitud del paso en la mejora de la transferencia de calor, también se han comparado los alambres con otros métodos de mejora y también se investiga que parámetros geométricos son los más influyentes para tener en cuenta a la hora de su diseño. La mayoría de los trabajos están centrados en la transferencia de calor para un solo fluido, la mayoría para agua o aire, en flujo turbulento, ya que la mayoría de procesos industriales que emplean intercambiadores trabajan en estas condiciones. La literatura sobre flujo laminar o de transición es muy escasa, hecho que se remarca en los pocos estudios encontrados.

Para definir la geometría de los accesorios es común emplear la siguiente notación adimensional: paso adimensional p/d , espesor adimensional e/d y el cociente paso-espesor p/e . A continuación se resume la revisión bibliográfica realizada destacando aquellas partes relacionadas con la pérdida de presión debida a accesorios o de interés para este PFC.

A continuación se clasifican los textos que han estudiado la pérdida de presión debido al uso de accesorios helicoidales, listando primero aquellos que se desarrollaron empleando un sistema con un flujo monofásico el cual llenaba la totalidad del tubo y mostrando a continuación un caso de flujo bifásico con un único fluido (evaporación y condensación del refrigerante R-134a) y otro caso en el que además de estudiar las pérdidas para flujo monofásico, recopilaron datos para flujo bifásico (aire-agua) en equicorriente ascendente.

MONOFÁSICO

Uttawar y Raja Rao (1985) [1] estudiaron por primera vez la influencia que tiene el uso de accesorios helicoidales en la caída de presión y la transferencia de calor en flujo laminar. Sus objetivos eran desarrollar una correlación que predijera el coeficiente de transferencia de calor y además comparar el rendimiento de los tubos con accesorio con los del tubo liso para determinar la eficacia de estos accesorios en el aumento de la transferencia de calor en flujo laminar con fluidos viscosos.

Para ello recogieron los datos de 7 accesorios helicoidales, con 4 longitudes de paso y 2 espesores de alambre diferentes más los del tubo liso en un intercambiador de tubos concéntricos horizontal. Cubrieron un rango de números Reynolds desde 30 hasta 700 empleando como fluido un aceite ($300 < Pr < 675$). Observaron que para bajos Re el incremento en el factor de fricción es comparativamente bajo y para altos valores de Re es muy grande, explicaron este comportamiento con el hecho de que bajos Re se corresponden con bajos caudales y el líquido simplemente pasa por encima del alambre atribuyendo el incremento del factor de fricción a pequeños remolinos que se forman detrás del alambre. Sin embargo a mayores caudales, y por tanto mayores Re, los

accesorios crean un flujo secundario y turbulencias lo cual se refleja en un incremento en el factor de fricción. Hasta un valor de Re_{De} aproximado a 180 el factor de fricción es similar al del tubo liso obtenido empleando la fórmula para el factor de Fanning cuando se trata de flujo laminar ($f = 16/Re$), esto sugiere que usando un diámetro hidráulico equivalente en el Re , un tubo con accesorio se comporta de manera similar a un tubo liso para los Re más bajos, mostrando solamente una diferencia del 5 - 8 % mayor que los resultados de tubo liso. La transición de laminar a turbulento comenzó para un Re de 200, dicho adelanto concuerda con observaciones en otros estudios llevados a cabo con anterioridad con tubos roscados. De las gráficas también se deduce que cuanto menor es el paso mayor es el factor de fricción.

Ravigururajan y Bergles (1996) [2] desarrollaron y verificaron correlaciones más precisas que las ya existentes para el factor de fricción y el coeficiente de transferencia de calor en flujo turbulento de una sola fase con tubos mejorados. Para ello se valieron de datos de investigaciones anteriores y además emplearon datos propios, probaron diferentes tubos acanalados comerciales y también 5 accesorios helicoidales con 3 espesores y 3 pasos diferentes. Consideraron que los accesorios helicoidales afectan al flujo de manera similar a como lo hacen los tubos corrugados o acanalados. Para los datos con alambres emplearon aire como fluido de trabajo y cubrieron el rango $5000 < Re < 60000$. Aunque la mayoría de los experimentos que registraban la pérdida de presión se llevaron a cabo en condiciones isotermas, los datos no isotérmicos también se incluyeron en el conjunto de datos, ya que los efectos de la temperatura sobre la fricción en tubos con gran rugosidad son extremadamente pequeños.

La expresión presentada por los autores para predecir el factor de fricción depende de la altura de la rugosidad o espesor del alambre, del paso, del ángulo de la hélice, del diámetro del tubo, del factor de fricción para tubo liso definido por Filonenko y del número de Reynolds, aunque asumen que intervienen más variables. Para un accesorio de sección redonda puede ser expresada como:

$$\frac{f_{RA}}{f_F} = 1 + 29,1 Re^{(0,67 - 0,06 p/d - 0,49 \alpha/90)} \times (e/d)^{(1,37 - 0,157 p/d)} \\ \times (p/d)^{(-1,66 \times 1E - 6 Re - 0,33 \alpha/90)} \\ \times (\alpha/90)^{(4,59 + 4,11 \times 1E - 6 Re - 0,15 p/d)} \quad (2.13)^1$$

¹ Todos los factores de fricción nombrados se refieren, salvo indicación en contra, al factor de fricción de Fanning. El uso de los subíndices tiene como objetivo indicar el autor de la correlación como guía para lector.

siendo la expresión para tubo liso de Filonenko:

$$f_F = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (2.14)$$

De los datos propios del estudio se desprende que no hay una diferencia significativa entre los valores obtenidos en condiciones isoterma y los que no, y que un mayor espesor, menor paso o menor ángulo de hélice, repercuten directamente en una mayor pérdida de presión por fricción. Según Ravigururajan y Bergles, el espesor del alambre predomina sobre el paso o el Re , para valores grandes el espesor causa mucho más incremento en la fricción que en la transferencia de calor. La longitud del paso tiene similares efectos tanto en el factor de fricción como en el coeficiente de transferencia de calor, por otro lado la mayor influencia que tiene el ángulo de la hélice es sobre el aumento de la fricción y por lo tanto de la caída de presión.

Shoji et al. (2003) [4] estudiaron los efectos de la longitud y la segmentación en la mejora de la transferencia de calor y en la pérdida de presión para una sola fase en un tubo horizontal en régimen turbulento. Para medir la influencia de la longitud emplearon 3 longitudes diferentes de accesorios con el mismo espesor y longitud de paso (1000, 500 y 300 mm) y para el efecto de la segmentación usaron también 3 tipos que cubrían la misma superficie de tubo (500 mm x 1, 100 mm x 5 y 50 mm x 10). El fluido empleado era agua.

Los datos muestran, como era de esperar, que cuanto mayor es el accesorio mayor es la pérdida de presión, con un incremento entre 4 y 10 veces comparado con el tubo liso. El efecto de la segmentación en la pérdida de presión es similar en los 3 casos para valores altos de Re , siendo ligeramente inferior para el accesorio 500 mm x 1.

García et al. (2005) [5] estudiaron como afectan a la pérdida de presión y a la transferencia de calor los accesorios helicoidales en intercambiadores horizontales en flujos laminar, de transición y turbulento para diferentes viscosidades. Se cubrió un amplio rango de condiciones de flujo y de geometrías de accesorios. Para ello se empleó como fluido de trabajo agua y mezclas de agua-propilenglicol abarcando las siguientes condiciones $80 < Re < 90000$; $2,9 < Pr < 150$. Se usaron 6 accesorios diferentes que cubrían los siguientes rangos para el paso helicoidal: $1,17 < p/d < 2,68$ y el espesor de alambre: $0,074 < e/d < 0,1$. El principal objetivo de este trabajo fue ampliar la base de datos experimentales disponibles del comportamiento termohidráulico de los accesorios helicoidales y además se propusieron correlaciones para el número de Nusselt y el factor de fricción isotérmico para regímenes turbulentos en función de Re , Pr y la geometría de los accesorios. La expresión para el factor de fricción que desarrollaron basándose en los

datos experimentales de los 6 accesorios para un rango de números de Reynolds entre 2000 y 30000 puede escribirse como:

$$f_{G1} = 5,76(e/d)^{0,95}(p/d)^{-1,21}Re^{-0,217} \quad (2.15)$$

aunque según los autores se obtiene una precisión similar a la hora de representar los resultados si se emplea la siguiente correlación que solamente tiene en cuenta la razón paso-espesor:

$$f_{G2} = 9,35(p/e)^{-1,16}Re^{-0,217} \quad (2.16)$$

Observaron, al igual que en estudios anteriores, que para números de Reynolds por debajo de 500 la evolución del factor de fricción es similar a la de tubo liso, comportándose el flujo como laminar puro con un aumento moderado del factor de fricción entre 1,2 y 1,8. La transición a régimen turbulento ocurre de manera gradual, en contraste con la transición abrupta que ocurre en los tubos lisos. Se observa también un adelanto con respecto al tubo liso comenzando en valores aproximados de Re de 700. El hecho de esta transición gradual se ha observado también en flujos con cintas retorcidas, donde un flujo de rotación es inducido claramente, lo que sugiere que un flujo similar se da también con las bobinas helicoidales, en contraposición con lo observado en tubos corrugados o agujereados donde la transición se produce repentinamente. Para flujo turbulento, los accesorios causan una gran pérdida de presión, hasta nueve veces mayor que para tubo liso, dependiendo principalmente de la razón paso-espesor (p/e). También propusieron una correlación del factor de fricción para el rango de Re de 2000 a 30000, basándose en el término p/e y en Re .

García et al. (2006) [7] posteriormente estudiaron de qué manera la geometría de los accesorios en función del número de Re modificaba el comportamiento del flujo y la relación entre estos patrones de flujo y la pérdida de presión y la transición de flujo laminar a turbulento. Emplearon una mezcla de agua y propilenglicol a diferentes temperaturas bajo condiciones isotermas, cubriendo el rango de números de Re de 200 a 3000. Estudiaron los mecanismos del flujo mediante dos técnicas de visualización complementarias, visualización con burbujas de hidrógeno y Velocimetría de Imágenes de Partículas (PIV), lo que permite tener una visualización completa del flujo y obtener información de la velocidad de manera instantánea y con gran precisión. Se valieron de 3 accesorios con el mismo espesor y diferente paso adimensional (p/d).

Las conclusiones a las que se llegaron con el experimento fueron las siguientes: para números de Reynolds por debajo de 500 el flujo es similar al de tubo liso, con la diferencia de que la presencia del accesorio reduce el diámetro hidráulico y sumado a la

ligera rotación provocada por la forma helicoidal del accesorio conduce a un ligero aumento del factor de fricción. Los accesorios aceleran la aparición del régimen turbulento en mayor medida cuando menor es el paso. Y constataron la aparición de un segundo flujo en números de Reynolds cercanos a 400 para los accesorios con un paso menor. Este flujo se puede describir como un pequeño remolino tubular tras el alambre que debido a la componente acimutal asciende a lo largo de todo el cuerpo del mismo. Esta recirculación anterior a la aparición del régimen de transición incrementa la pérdida de presión de manera perceptible, y se observa una evolución del factor de fricción que se separa de la correspondiente para tubo liso. En el accesorio con el paso mayor no se observó dicha recirculación porque el ángulo del alambre es menor y el flujo cuando lo sobrepasa lo hace de manera menos abrupta tomando un camino oblicuo al mismo y no permitiendo que se forme ninguna recirculación. En este caso la aparición del régimen turbulento fue la más tardía, debido a la ausencia de este segundo flujo.

Paisarn Naphon (2006) [6] investigó las características de la transferencia de calor y la pérdida de presión en un intercambiador horizontal de doble tubo con accesorios helicoidales. Empleó agua como fluido de trabajo con un rango de valores del número de Reynolds entre 5000 y 25000, es decir, flujo turbulento y accesorios con la particularidad de que el diámetro era inferior al diámetro interior del tubo. Estudió la influencia de la variación de la longitud de paso y otros parámetros relevantes como la relación de caudales y las temperaturas del agua caliente y fría, y comparó los resultados con los de tubo liso proponiendo correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor y el factor de fricción. De sus datos se desprende que el factor de fricción decrece con el aumento del número de Reynolds y, como era de esperar, que el factor de fricción obtenido en los tubos con el accesorio helicoidal es significativamente mayor que el obtenido para tubo liso. Basándose en datos propios propuso la siguiente ecuación para el factor de fricción con accesorios

$$f_N = 22,92(\ln Re)^{-1,849} \left(\frac{p}{d_i}\right)^{0,061} \quad (2.17)^2$$

para $5000 \leq Re \leq 25000$, $Pr > 3$, $0,39 \leq p/d_i \leq 0,65$; siendo d_i el diámetro interior del tubo, no del accesorio.

Pongjet Promvonge (2008) [8] estudió el rendimiento térmico de un tubo horizontal con accesorios helicoidales de sección cuadrada que comparó no solo con los resultados de tubo liso sino también con los de accesorios con sección circular. Empleó aire como fluido de trabajo en flujo turbulento ($Re = 5000 - 25000$ y $Pr = 0,7$) y accesorios de sección circular y cuadrada de distinto espesor y paso. Los resultados

² Esta correlación está basada en el factor de fricción de Darcy

experimentales para el factor de fricción en el caso de tubo liso se compararon con la correlación de Petukhov,

$$f_{PE} = (0,790 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (2.18)^2$$

aplicable en el rango $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$. Mientras que los datos experimentales del factor de fricción para tubo liso se ajustaban a la siguiente expresión,

$$f_{PR} = 0,423Re^{-0,275} \quad (2.19)^2$$

habiendo una concordancia entre ambas expresiones de $\pm 10\%$. Los datos confirman que mayor espesor y menor longitud de paso repercuten directamente en una mayor pérdida de presión por fricción. Comparando directamente las dos geometrías, el alambre con sección cuadrada proporciona una mayor mejora en el número de Nusselt y mayores pérdidas que la de sección circular, las cuales dependen principalmente del espesor de alambre y de la longitud del paso, sin embargo el aumento del número de Nusselt decrece rápidamente con el aumento del número de Reynolds.

Gunes et al. (2011) [11] recientemente han presentado un estudio para determinar los valores óptimos de los parámetros de diseño de accesorios de sección triangular teniendo en cuenta la pérdida de presión y la transferencia de calor. Para ello han empleado el método Taguchi. Es un método basado en cálculos estadísticos, con múltiples campos de aplicación como por ejemplo mejora de calidad en diseño de productos manufacturados, biotecnología, marketing, publicidad e ingeniería.

El método Taguchi consta de varias fases, primero hay que identificar el objetivo principal, en este caso determinar los valores óptimos de diseño de los accesorios, a continuación seleccionar que características logran ese objetivo, maximizar el número de Nusselt y minimizar las pérdidas de presión, el siguiente paso es uno de los más importantes del método, seleccionar los factores controlables y los factores de ruido, es decir las variables sometidas a prueba, en este estudio se han marcado como factores controlables la relación entre la distancia de la pared al accesorio y el diámetro del tubo (s/d), el paso adimensionalizado (p/d), la relación entre la longitud del lado del triángulo (el accesorio tiene un perfil triangular) y el diámetro del tubo (a/d) y el número de Reynolds. Y se han marcado como factores de ruido la transferencia de calor y la caída de presión. A continuación se selecciona mediante métodos estadísticos la secuencia de experimentos que permitirán determinar la influencia de cada factor en las características que logran el objetivo y finalmente se llevan a cabo los experimentos, se analizan los resultados con el software apropiado y se interpreta.

Primero se determinó la contribución de cada parámetro en la obtención de cada objetivo por separado, maximizar la transferencia de calor y minimizar las pérdidas de presión y posteriormente se vio cual era la mejor combinación para optimizar ambos en conjunto. Fijándonos únicamente en la contribución de cada parámetro al factor de fricción se llegan a las siguientes conclusiones:

El factor de fricción decrece con el incremento de la distancia entre la pared del tubo y el accesorio (s)

El factor de fricción se incrementa con el aumento del parámetro (a/d)

Los parámetros (p/d) y Re tienen la misma tendencia porque el factor de fricción decrece con el incremento del paso y de la velocidad media del fluido

También se deduce del estudio que la influencia de cada parámetro sobre el factor de fricción son en orden decreciente: $(a/d) > (p/d) > (s/d) > Re$

BIFÁSICO

Akhavan et al. (2008, 2009) [9] [10] estudiaron los efectos de los accesorios helicoidales durante la condensación y evaporación del gas refrigerante R-134a en un intercambiador horizontal de doble tubo operando en contracorriente. Compararon accesorios con 4 espesores diferentes y 4 pasos diferentes con el tubo liso. Midieron las pérdidas de presión y la transferencia de calor para diferentes caudales máscicos y su evolución con la variación del título de vapor en lugar del número de Reynolds. Se llegaron a las mismas conclusiones comentadas en los trabajos descritos arriba, un mayor espesor y una menor longitud de paso conlleva una mayor pérdida de presión y una mejora en la transferencia de calor. Cabe destacar los patrones de flujo observados en el caso de la evaporación, mientras que para tubo liso apareció un flujo ondulado, y por tanto estratificado, al introducir el accesorio este cambió a anular.

Se observa una gran similitud en la tendencia de la pérdida de presión en función del título de vapor entre las gráficas del estudio del evaporador y la tendencia de la pérdida de presión en función del caudal volumétrico del aire de este proyecto. Esto se debe al hecho de que cuando el título de vapor aumenta en el interior del tubo, también lo hace la velocidad del mismo lo que produce directamente un aumento en el esfuerzo cortante y una pérdida de presión debida al rozamiento, de la misma manera que ocurre en este PFC cuando se incrementa el caudal de aire de manera gradual.

Takeshima et al. (2002) [3] intentaron arrojar luz sobre el efecto de un accesorio helicoidal en las características de un flujo bifásico aire-agua para altos caudales de agua. Investigaron los mapas de los regimenes de flujo que se daban en un flujo en equicorriente ascendente en tubos verticales con accesorios de diferentes espesores,

pasos o número de alambres en la sección transversal. Midieron la fracción de vacío media y la caída de presión. Para ello emplearon como fluidos de trabajo aire y agua a la temperatura de la habitación y a la presión atmosférica. Cuando se trataba de una sola fase el fluido de trabajo empleado fue agua.

En el caso de una sola fase en régimen turbulento relacionaron la razón entre el factor de fricción de tubo liso y de tubo con accesorio con el término p/e con una concordancia del $\pm 20\%$ entre los datos previstos y los resultados experimentales. Esa relación se recoge en las siguientes expresiones que definen el multiplicador de factor de fricción para una sola fase:

$$\xi = \frac{f_T}{f_s} \quad (2.20)$$

$$\xi = 46,9(p/e)^{-0,87}$$

Además compararon los resultados de pérdida de presión para flujo bifásico con la correlación de Lockhart-Martinelli y como resultado se obtuvo una correlación para la constante C de la ecuación de Chisholm en función de la razón paso-espesor. Cinco regímenes de flujo diferentes fueron definidos basándose en la observación del comportamiento del flujo: flujo en burbujas, flujo slug, flujo churn, flujo semianular y flujo anular.

Las principales conclusiones a las que llegaron fueron las siguientes:

- Cuanto mayor es el diámetro del alambre e y menor es la longitud de paso p , mayor es el factor de fricción.
- Las transiciones ocurridas entre los flujos ocurren a velocidades ligeramente inferiores que en caso de tubo liso.
- El efecto sobre la fracción de vacío es pequeño.
- La pérdida de presión en el caso de una sola fase en tubos con el accesorio es del orden de 2 a 7,5 veces mayor que en el caso de tubo liso.
- La caída de presión en flujo bifásico en tubos con accesorios es mayor que en tubos lisos, sin embargo el factor multiplicador de fricción empleado para flujo bifásico es menor en tubos con accesorio que en tubos lisos. Lo que quiere decir que la diferencia de presión entre flujo monofásico y flujo bifásico en tubos con accesorios es menor que en tubos lisos.
- En tubos verticales con flujo bifásico ascendente el tipo de régimen desarrollado tiene una notable importancia en la pérdida de presión.

3. Instalación Experimental

Este capítulo está dedicado a la descripción de la instalación experimental, emplazada en los laboratorios del sótano de la Escuela de Minas, en el Instituto de Ingeniería Térmica de la Universidad Técnica de Freiberg.



En primer lugar se describe la planta piloto en la que se realizaron las diferentes mediciones, prestando especial atención a las partes más importantes de la misma. A continuación se explican los procedimientos de ensayo seguidos para la cuantificación de las pérdidas de presión ocasionadas por los muelles helicoidales. También se exponen los criterios seguidos para la evaluación y expresión de las diferentes incertidumbres de medida, asimismo se muestran los cálculos empleados en su cuantificación y acotación.

Y por último se listan los principales problemas aparecidos durante la realización del proyecto, así como las medidas adoptadas y sugerencias para evitar dichos problemas en el futuro.

3.1 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA EXPERIMENTAL. INSTRUMENTACIÓN

El aparato de medición mostrado en la [Figura 3.1](#) consiste en un tubo de vidrio (diámetro externo de 32 mm, diámetro interior de 28 mm y longitud 1500 mm), con una inclinación de 20° con respecto a la vertical, y que se asegura mediante abrazaderas y tornillos a un soporte.

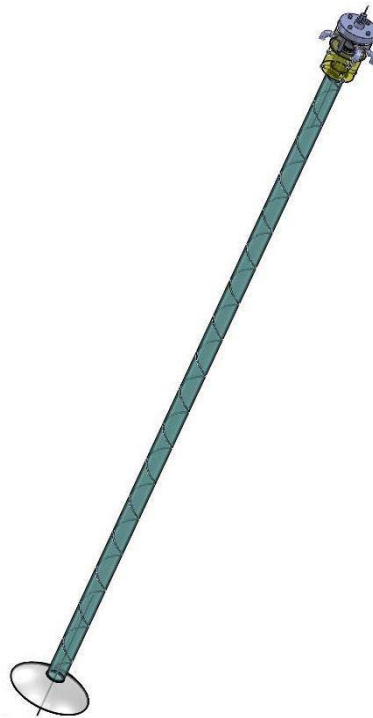


Figura 3.1 Tubo de vidrio con accesorio

En el extremo inferior del tubo hay una salida troncocónica, tratada con más detalle en la sección [3.1.2](#), en la que se introducen los diferentes [muelles helicoidales](#). El extremo superior es hermético. En la entrada y salida del tubo de vidrio hay instaladas sendas sondas de presión estática ([3.1.1](#)) cuyos extremos sobresalen del tubo, éstos están conectados a unos manguitos de silicona de 2 mm de diámetro exterior y 1 mm de diámetro interior que las unen al manómetro de presión diferencial digital y al manómetro inclinado de columna de líquido que aparecen en la [Figura 3.2](#) y [Figura 3.3](#) respectivamente.



Figura 3.2 Manómetro diferencial digital (ENDRESS & Hauser, Deltabar S PMD235)

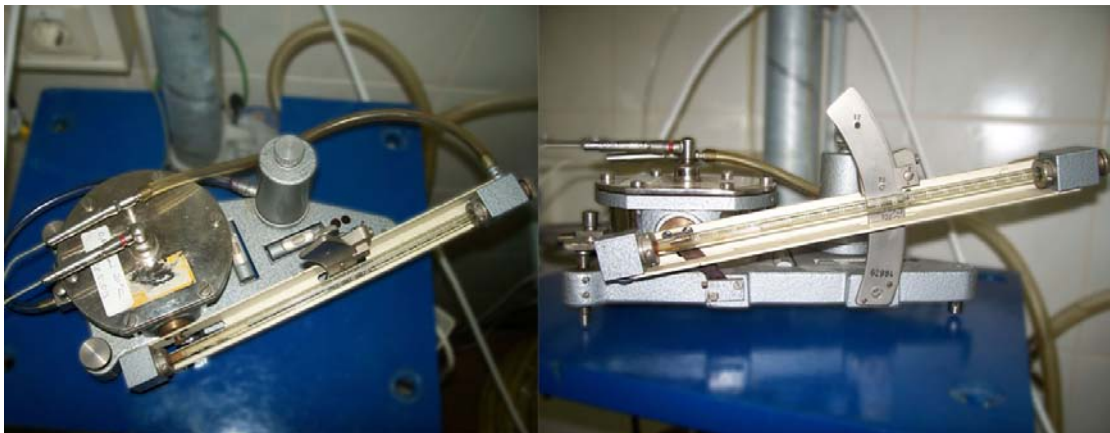


Figura 3.3 Manómetro inclinado de columna de líquido

Las ramificaciones necesarias en las conducciones de silicona para que transporten las pérdidas de presión a ambos dispositivos se realizan a través de piezas en T (20 x 20 x 10 mm) similares a la de la [Figura 3.4](#).

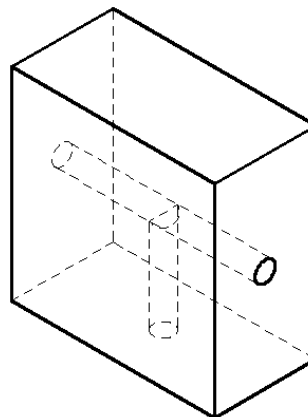


Figura 3.4 Pieza en T para la conexión de los manguitos

Para crear un flujo de aire se conecta una aspiradora al tubo de vidrio mediante tubos de silicona con diámetro exterior de 23,5 mm y diámetro interior 17,5 mm y tuberías de saneamiento de PVC. Para variar la potencia de succión la aspiradora está conectada a un transformador monofásico variable como el de la [Figura 3.5](#).



Figura 3.5 RFT Sparstelltrafo SST 250/10 + aspiradora

Para poder medir el caudal de aspiración, en el sistema de tuberías hay integrado un caudalímetro de área variable también llamado rotámetro como el de la [Figura 3.6](#), donde se puede leer dicho caudal para una temperatura de 20° C y una presión de 760 Torr, cuando las condiciones de trabajo no coinciden con las de calibración es necesario realizar las pertinentes correcciones, éstas se explican con más detalle en la sección del [rotámetro](#).



Figura 3.6 Rotámetro

El esquema de la instalación se puede observar en la [Figura 3.7](#) y en la [Figura 3.8](#) se aprecia la conexión de la salida del tubo con el rotámetro con la plancha de metal colocada para evitar salpicaduras y la misma instalación sin la plancha.

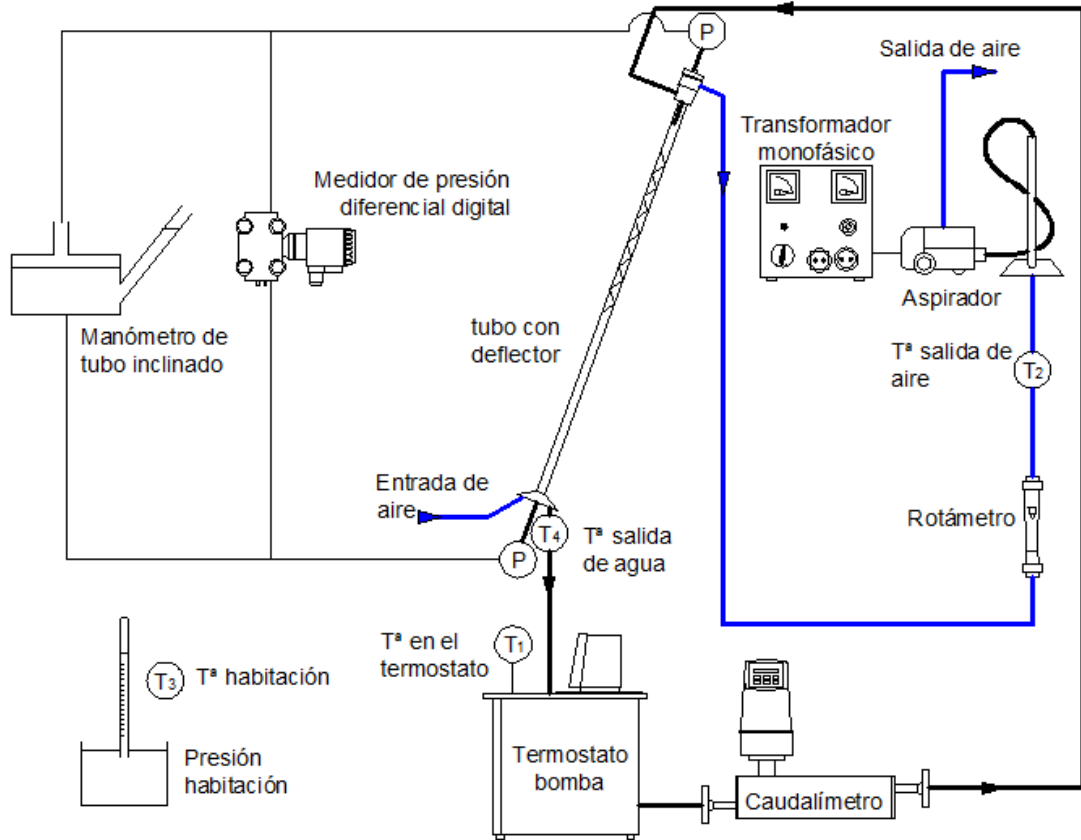


Figura 3.7 Esquema del sistema con circuito cerrado de agua y abierto de aire

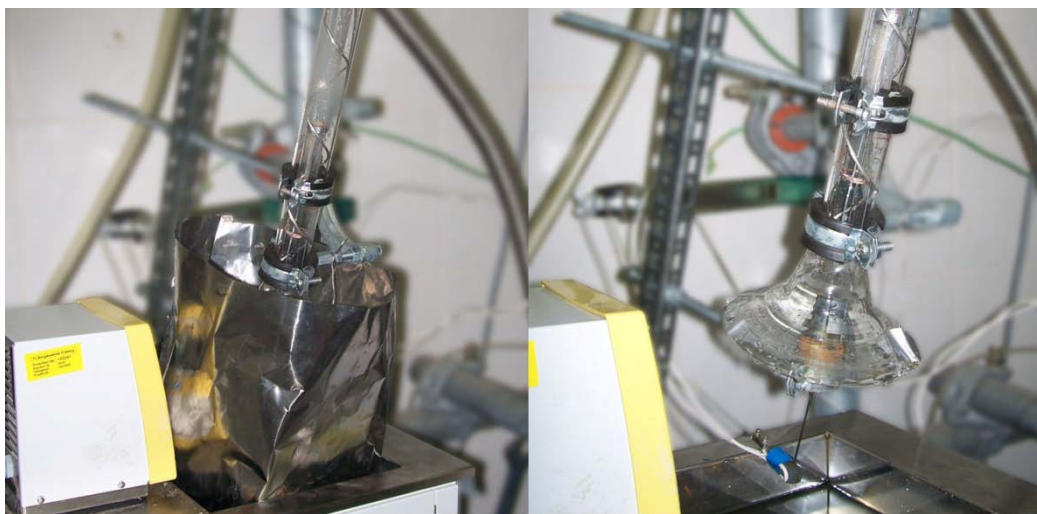


Figura 3.8 Detalle de la conexión del tubo con el termostato
Izquierda: con metal antisalpicaduras. Derecha: sin metal protector

En la configuración, mostrada en la [Figura 3.7](#), el fluido utilizado es agua destilada que circula a través de un termostato de refrigeración y un caudalímetro másico basado en el efecto Coriolis como los de la [Figura 3.9](#), siendo conducida posteriormente al tubo de vidrio mediante manguitos de silicona para regresar al termostato de nuevo, se trata pues de un circuito cerrado.



Figura 3.9 Termostato (Lauda RE210 + E200) y caudalímetro (MASS 6000 IP67 + MASS 2100 D16)

Es posible variar la temperatura del agua y la potencia de la bomba, i.e. el caudal, en el termostato según las necesidades.

Además de lo anteriormente indicado la planta piloto cuenta con cuatro sondas de temperatura, tres termopares más un termómetro de resistencia de platino PT-100 (ver [Figura 3.10](#)).



Figura 3.10 Termopar con cable de extensión y conector (izq.) y resistencia de platino PT-100

Los diferentes puntos medidos se pueden ver en la [Tabla 3.1](#) y en la [Figura 3.7](#).

Nomenclatura	Sonda	Localización
T_1 (PT100)	T ^a agua entrada	En la bañera del termostato
T_2	T ^a aire a la salida	Tras el rotámetro
T_3	T ^a de la habitación	En la habitación, junto al barómetro vertical
T_4	T ^a agua a la salida	En la tobera del tubo

Tabla 3.1 Sondas de temperatura

También se cuenta con un manómetro vertical de mercurio como el de la [Figura 3.11](#) para medir la presión en la habitación y así poder realizar el ajuste del rotámetro. Este manómetro a su vez necesita ser corregido debido a la dilatación del fluido manométrico con la variación de la temperatura (ver expresión (3.16)). Para procesar los valores medidos se emplea el programa DASyLab[13].

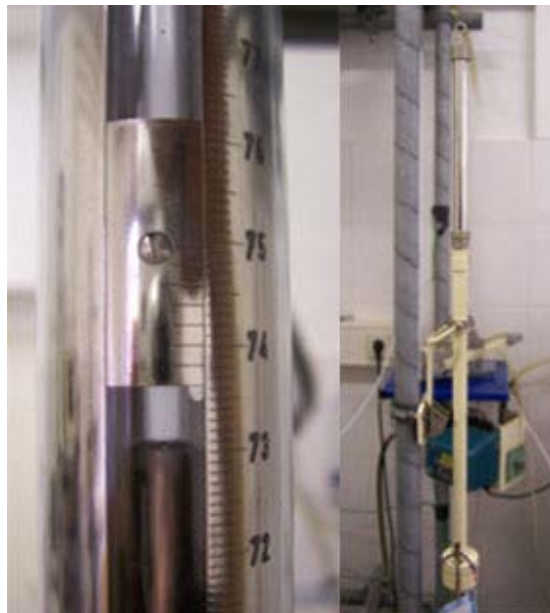


Figura 3.11 Manómetro vertical de mercurio

A continuación se explican pormenorizadamente algunos de los elementos más importantes de la instalación.

3.1.1 Sondas de presión estáticas

Como sondas de presión estática se emplean dos tubos de acero inoxidable que tienen un diámetro externo de 1,5 mm y un diámetro interno de 1,0 mm y se cierra uno de sus extremos con soldadura. Estos tubos de medición tienen cuatro agujeros de 0,3 mm de diámetro uniformemente espaciados a lo largo de su perímetro como se advierte en la [Figura 3.12](#) y en la [Figura 3.13](#).

El calentamiento del tubo está garantizado por un alambre de cobre soldado (diámetro de 0,4 mm) conectado a una fuente de alimentación variable como la de la [Figura 3.24](#), esto permite solucionar los problemas de humedad que se comentan en este mismo apartado [más adelante](#).

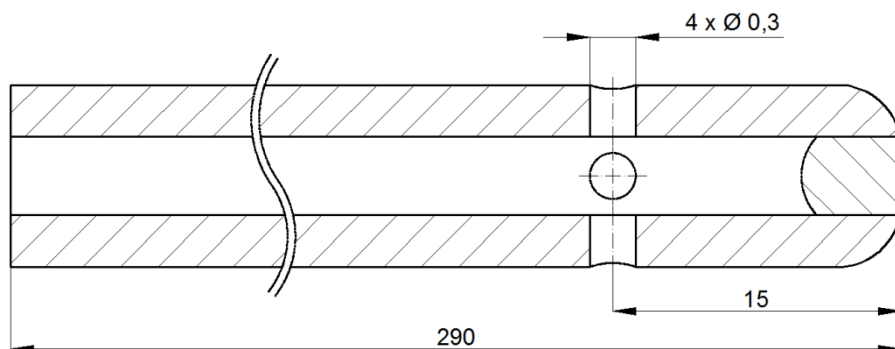


Figura 3.12 Esquema de las sondas de medición



Figura 3.13 Detalles de la sonda de presión

Los soportes de las sondas fueron diseñados de manera que estas se pudieran colocar a una distancia variable y en el caso del soporte inferior su orientación axial también era regulable.

El tubo de vidrio tiene montado en su entrada más elevada el dispositivo de metal de la [Figura 3.14](#). En él se pueden distinguir las entradas de agua y las salidas de aire en los laterales, cerrando el conjunto en el extremo superior se encuentra un disco de latón. Como ya se señaló anteriormente, las sondas han de ser introducidas centradas en el tubo de vidrio así se evita en la medida de lo posible turbulencias en el flujo. En la sonda superior se empleó un sistema de sellado por compresión, también conocido como prensaestopas, acoplado al disco que asegura un acabado hermético. Además este dispositivo de metal aseguraba la entrada de agua en el tubo como flujo anular debido al diseño con discos concéntricos en su interior. Esta concentricidad, y por tanto la salida del agua era regulable ajustando unos tornillos que se encontraban en el perímetro del tubo y que se pueden observar en la imagen siguiente.

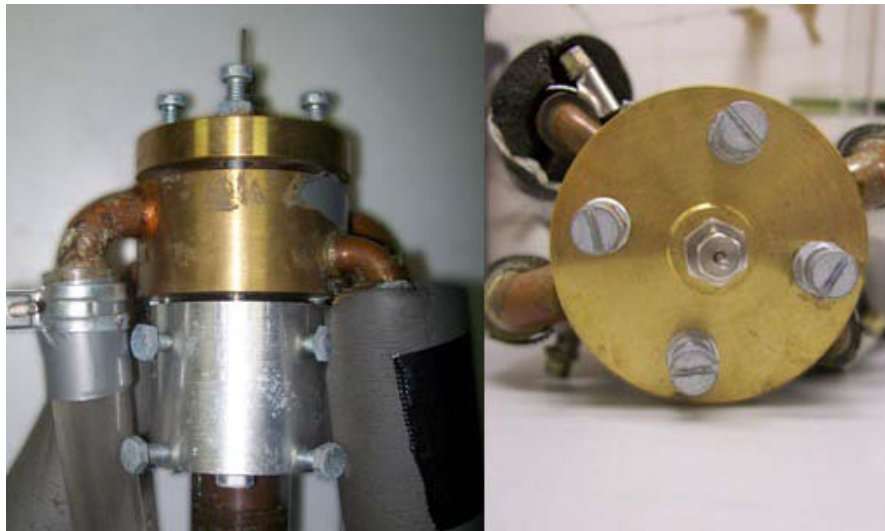


Figura 3.14 Soporte superior

Desde cada una de las sondas adyacentes la presión aplicada debe ser remitida a los indicadores con la pérdida de presión más baja posible. Para ello se utilizaron pequeños tubos de silicona de 2 mm de diámetro exterior y 1 mm de diámetro interior.

También existía el riesgo de que con el aumento de la temperatura en la habitación, debido en parte a los aparatos y en parte al incremento de la temperatura del agua, el vapor se condensara en los tubos de las sondas impidiendo o distorsionando la medición de la presión diferencial. El vapor de agua se acumula en el punto más alto del sistema. Este punto se alcanzaría sin instalaciones adicionales en el tubo de silicona que une el sistema con los indicadores de presión. Para moverlo, se construyó el accesorio de plástico de la [Figura 3.15](#), en el que como se muestra en la [Figura 3.16](#), se puede colocar la sonda y un cable de cobre. Ya que ahora el punto más alto se encuentra en la unión de

los dos tubos (marca 1, [Figura 3.15](#)), permanece el segundo tubo casi libre de vapor y el manguito de silicona puede ser instalado sin ningún problema. El alambre de cobre está conectado a una fuente de energía ([Figura 3.24](#)) para poder calentarse y así actuar a modo de resistencia cuando las gotas de agua obstruyen los agujeros de la sonda.

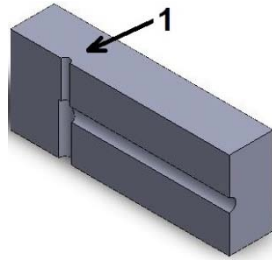


Figura 3.15 Montaje en el punto más alto del sistema

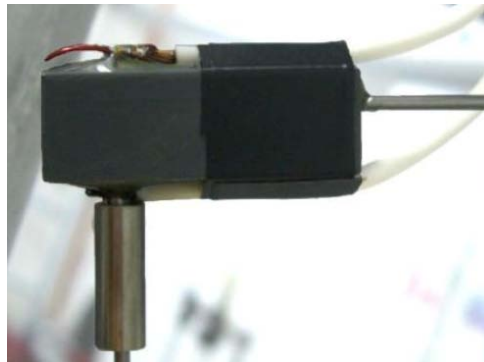


Figura 3.16 Montaje con el hilo de cobre para calefacción

En la construcción del segundo soporte no se tuvo en cuenta el problema de la condensación en el tubo ya que esta se encuentra en la parte inferior del tubo de vidrio aunque también tiene una conexión al transformador para evaporar las gotas de agua que en ocasiones taponaban los orificios de la sonda. El soporte se diseñó lo más pequeño posible para minimizar la obstrucción del flujo. La solución adoptada como se ve en la [Figura 3.17](#) fue centrar la sonda en un corcho. Este estaba colocado fuera del tubo montado en unas abrazaderas para la sujeción de tuberías que permitían centrarlo en el tubo además de montarlo y desmontarlo con facilidad para permitir el cambio de los componentes helicoidales.

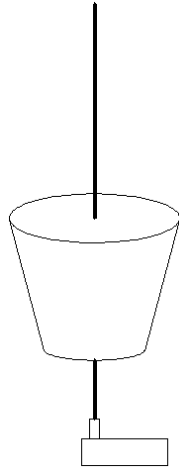


Figura 3.17 Esquema del soporte inferior

A continuación se encuentran los tubitos de silicona que se conectan a los aparatos de medición. Las conexiones del manómetro de presión diferencial tenían un diámetro exterior de 10 mm, y el diámetro interior de los tubitos de silicona sin embargo eran de 1 mm. Para salvar las diferencias de diámetro se pegaron con resina epoxi sendos tubos de 1,5 mm a los terminales del manómetro diferencial digital (ver detalle en [Figura 3.18](#)).



Figura 3.18 Conexiones manómetro digital

Se procedió de igual manera para unir las conexiones de los terminales del manómetro inclinado y asegurar así su estanqueidad. Una vez montado quedó como puede verse en la [Figura 3.19](#).



Figura 3.19 Conexiones del manómetro inclinado

3.1.2 Entrada de aire

Para la entrada de aire/salida de agua se optó por una forma redondeada (diámetro de salida 127 mm) para evitar en la medida de lo posible los efectos de las turbulencias en esta sección, se encargó la creación del mismo a una fábrica de cristal local para fusionarlo después directamente al tubo de vidrio, quedando como se puede ver en [Figura 3.20](#). Por tanto quedaba así garantizada una transición continua entre el tubo de vidrio y la tobera de descarga.



Figura 3.20 Tobera de descarga en la parte inferior del tubo

Como el agua a su salida del tubo, salpica fuera de la abertura del termostato, para evitar pérdidas de agua fue necesario recortar unas planchas protectoras de acero inoxidable. La plancha puede ser doblada y adaptada a la abertura del termostato. Además, se recortaron unas muescas para ajustarlas a los soportes de sujeción y asegurar el cierre completo (ver [Figura 3.21](#)).



Figura 3.21 Anti salpicaduras para el termostato de refrigeración

3.1.3 Rotámetro

Para la medición del caudal volumétrico de aire se utilizó un rotámetro instalado en la salida de la instalación. Un rotámetro es un medidor de área variable y consiste básicamente en un tubo troncocónico vertical de vidrio o material plástico transparente en cuyo interior un flotador con un perfil definido y de mayor densidad que el fluido se mueve de forma vertical en proporción al flujo y al área entre el flotador y las paredes del tubo. Para cada flujo se alcanza una posición de equilibrio entre la fuerza ejercida por el fluido y la fuerza gravitacional. Si el rotámetro está calibrado leyendo la escala lineal en el tubo se puede obtener la medición del gasto en m³/h, ver [Figura 3.22](#).

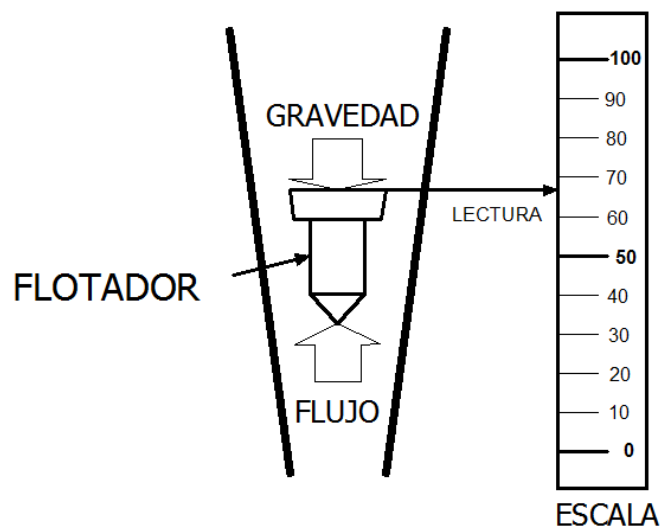


Figura 3.22 Rotámetro

En el rotámetro utilizado esta es válida para aire a una temperatura de 20° C y una presión de 760 Torr, como las condiciones de trabajo varían ligeramente de las de calibración es necesario realizar una corrección.

Para determinar los caudales reales para las condiciones ambientales reinantes, las lecturas son convertidas usando la fórmula: [14]

$$\dot{V}_a = \dot{Q}_{rot} \sqrt{\frac{T_{sal}(^{\circ}C) + 273,15}{293,15}} \times \frac{760}{P_{room}(Torr)} \quad (3.1)$$

En la corrección del caudalímetro se introduce el valor de la presión de la habitación medida con el barómetro vertical, pero es necesario también realizar una corrección de la presión debido a que la temperatura de la habitación afecta a la densidad del fluido manométrico; este ajuste se realiza empleando la expresión (3.16). Hay un conjunto de datos para los que no se registró la presión de la habitación con el barómetro vertical de mercurio sino que se obtuvo por otros medios y en hPa (ver Anexo A) en el caso de introducir la presión en hPa, habría que sustituir el último término:

$$\frac{760}{P_{room}(Torr)} \rightarrow \frac{1013,25}{P_{room}(hPa)}$$

En las configuraciones de las pruebas en las que se trabaja con las temperaturas de agua más elevadas (40 y 60° C) hay que tener especial cuidado con la condensación del vapor de agua en el rotámetro, ya que la aparición de gotas en el flotador lleva a errores en la medida del caudal de aire; cuando la condensación aparece hay que detener las mediciones y proceder al calentamiento del rotámetro hasta que cualquier resto de agua desaparece antes de reanudar las mediciones. Para calentar el rotámetro se empleó un pequeño secador de mano mostrado en la Figura 3.23.



Figura 3.23 Secador de mano empleado para eliminar la condensación

3.1.4 Consideraciones

A continuación se detallan las principales precauciones que hay que tener con la instalación o a la hora de llevar a cabo las mediciones.

- Existe el riesgo de que una parte del aire caliente, casi saturado, se condense en forma de pequeñas gotas en los agujeros de los tubos o de que el agua salpique taponando dichos orificios. Para contrarrestar la interferencia de este efecto y poder evaporar dichas gotas, las sondas deben ser calentadas mediante unas conexiones a una fuente de alimentación variable (Figura 3.24), además en las diferentes pruebas el agua llega a alcanzar los 60° C de temperatura por lo tanto los tubos de las sondas y sus soldaduras deben ser resistentes a esta temperatura. También en el rotámetro hay que tener cuidado con la condensación, como se ha explicado [más atrás](#). Debido a la evaporación el nivel del agua debe ser comprobado periódicamente y repuesta en el caso de que sea necesario.

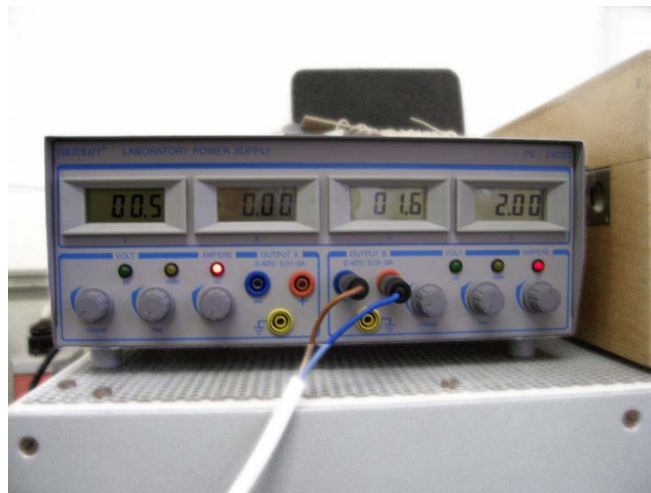


Figura 3.24 Fuente de alimentación Voltcraft, modelo PS-2403D

- Otro aspecto importante a tener en cuenta es que se debe evitar cualquier efecto sobre el flujo. Los tubos y sus accesorios por lo tanto, deben ser lo más pequeño posible además de estar fabricados en un material inoxidable. Para evitar fluctuaciones en la presión e interferencias en la medida de lo posible, las sondas deben situarse centradas en el tubo de vidrio y paralelas a las líneas de corriente.
- El agua que fluye a través del tubo de vidrio debe ser conducida al termostato cuando la configuración sea la de un circuito cerrado sin pérdidas, para ello se utilizaron unas planchas protectoras adecuadas, ver [Figura 3.21](#).

- El soporte metálico superior está diseñado para que el agua entrara formando un flujo anular, como ya se explicó, es necesario comprobar esta concetricidad periódicamente.
- Por otra parte hay que variar la inclinación del manómetro inclinado de columna de líquido en función del rango de presiones que se vayan a medir y prestar atención cuando se trabaje con los diferenciales de alta presión y altas tasas de flujo de aire, esto evitará que el fluido manométrico (etanol) salga del manómetro y llegue hasta las conexiones de silicona. El líquido no se volatiliza fácilmente, lo que no permitiría la reproducibilidad de las medidas. En este caso sería necesario sustituir las conexiones de silicona por otras nuevas. Al cambiar la inclinación del manómetro también hay que tener en cuenta que habrá que variar el factor de escala/conversión en los cálculos para conocer la diferencia de presión real.
- Para terminar también se procede de la misma manera a la hora de colocar los diferentes pares de muelles, el de mayor longitud se coloca en la posición más elevada, y el extremo superior del muelle debe estar alineado con el mismo orificio de la sonda de medición de la presión superior.

3.2 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

3.2.1 Metodología de las mediciones

Para la determinación de las pérdidas de presión debidas a los muelles fijados en el interior del tubo se empleó una configuración como la que se puede observar en la [Figura 3.7](#). A continuación una breve descripción de los procedimientos seguidos para la recogida de datos.

En la instalación los fluidos empleados fueron agua destilada y aire circulando en contracorriente. El caudal del agua se ajustó a 0, 345, 500, 1000 y 1400 g/min, el máximo posible para la instalación, mientras que el caudal volumétrico de aire osciló entre 0 y 20 m³/h, lectura máxima del rotámetro, principalmente en el rango de 8 a 19 m³/h.

Además de los caudales también se ajustó la temperatura del agua, las diferentes temperaturas a las que se realizaron mediciones fueron 10, 25, 40 y 60° C, la temperatura del aire registrado a la salida variaba en función de la temperatura del agua y en menor medida de las condiciones atmosféricas exteriores. Todas estas posibilidades quedan recogidas en la [Tabla 3.2](#).

\dot{m}_w	Caudal másico agua [g/min]	0,345,500,1000,1400
\dot{V}_a	Caudal volumétrico del aire [m³/h]	0 - 20,6
T_1	Temperatura agua [°C]	10,25,40,60

Tabla 3.2 Ajustes para la determinación de las pérdidas de presión

Tras montar los accesorios para medir las pérdidas de presión primero se establecía el caudal y la temperatura del agua en el termostato, una vez alcanzada la temperatura fijada se comenzaba con el registro de los datos, en las mediciones sin agua este paso se obviaba.

Se registraba la presión sin caudal de aire para medir el valor de 0, el siguiente punto medido era alrededor de 4 o 5 m³/h y a partir de ahí se iba incrementando la aspiración en saltos de 2 m³/h modificando la tensión de salida del transformador al que estaba conectada la aspiradora hasta que se alcanzaba el máximo del rotámetro. Tras cada salto era necesario esperar hasta que la presión dejaba de crecer y se alcanzaba una cierta estabilidad aunque esta nunca dejaba de oscilar; este proceso de estabilización duraba alrededor de 15 minutos para cada punto.

Para procesar y visualizar los diferentes datos medidos se empleó el software DASyLab (v 5.62.20), dicho programa tras activarlo registra los datos durante 30 segundos y devuelve la media de los valores obtenidos. A través de DASyLab se obtenía un fichero con fecha y hora de los valores de la temperatura (Tabla 3.1) además del caudal másico y el Número de Reynolds, ambos pertenecientes al flujo de agua, y la pérdida de presión registrada por el manómetro de presión diferencial digital. Una vez obtenidos los datos se trasladaban a una hoja excel y se completaban con la anotación visual de la medida del rotámetro, del manómetro de tubo inclinado y de la presión de la habitación.

Gracias a DASyLab también fue posible la exportación de gráficas para los valores instantáneos de temperaturas y presión, ofreciendo registros como los que se pueden ver en las Figuras 3.25 y 3.26. Estas gráficas eran de gran utilidad ya que permitían conocer cuando el sistema había alcanzado la estabilidad suficiente para iniciar el registro de datos. Además la visualización de las gráficas ayudaban a la localización de fallos en el equipo.

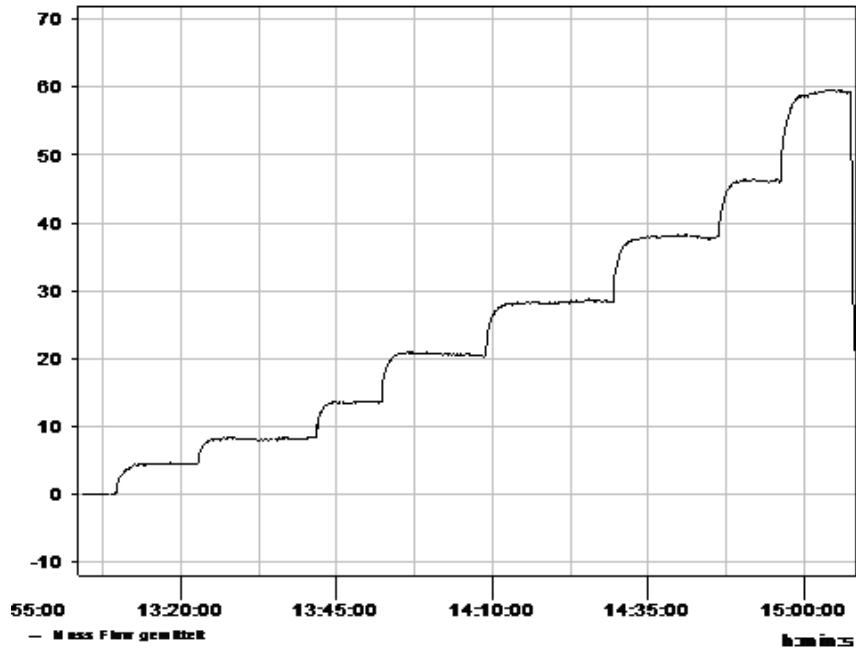


Figura 3.25 Gráfica extraída con DASyLab en la que se aprecia la evolución de la presión con respecto al tiempo

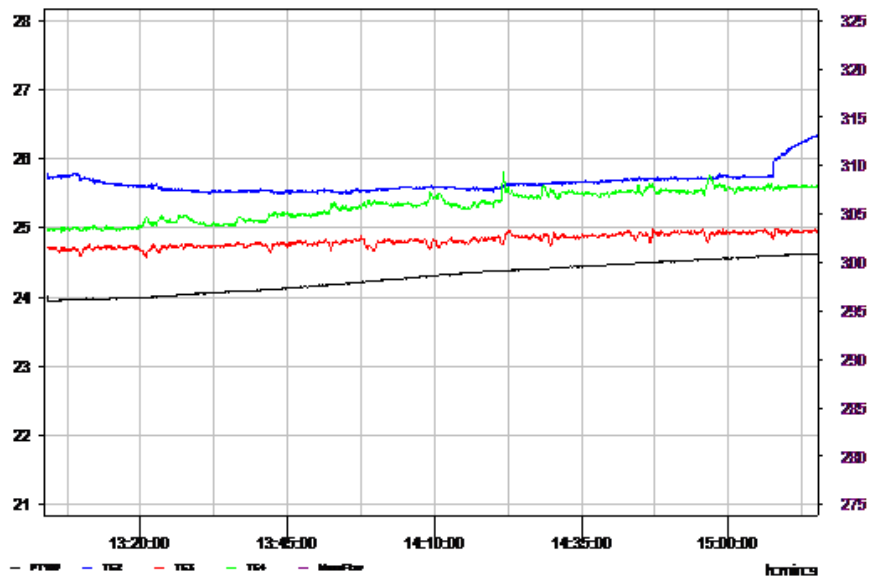


Figura 3.26 Gráfica extraída con DASyLab para las evoluciones de las temperaturas

3.2.2 Muelles helicoidales empleados

Para este proyecto se usaron 6 muelles en espiral diferentes combinados en parejas con el mismo paso o bien solos. Los diferentes muelles fueron elegidos basándose en el proyecto de Enrico Baröw, realizado con anterioridad en la misma Universidad [15]. Los muelles originales de Enrico Baröw consistían en un muelle helicoidal de acero de 2 mm de espesor, un paso de 79 mm y una altura de 1500 mm que cubre la totalidad del tubo de vidrio. Similar a los muelles 1 y 2 juntos. Para su creación primero había que determinar la longitud del alambre.

Para calcular la longitud del alambre es necesario aplicar el teorema de Pitágoras. El alambre desenrollado corresponde a la hipotenusa de un triángulo rectángulo como se puede apreciar en la [Figura 3.27](#).

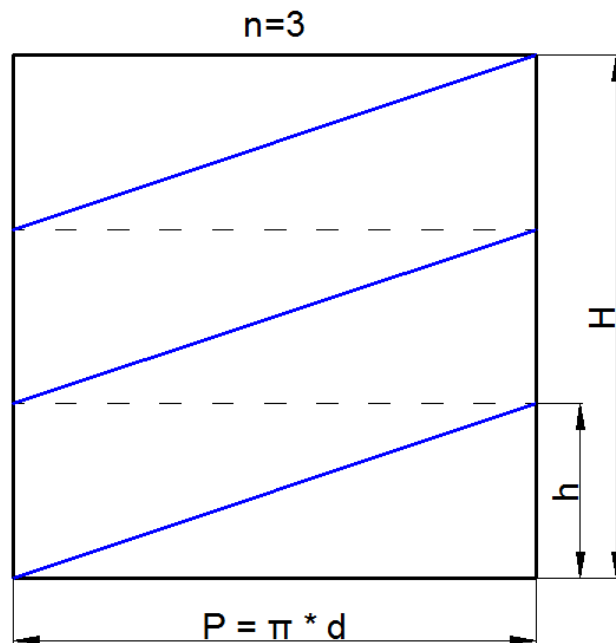


Figura 3.27 Ejemplo de desarrollo de espiral con 3 vueltas

Por lo tanto la fórmula para la hélice es:

$$L = \sqrt{b^2 + H^2} \quad (3.2)$$

La altura del triángulo H es igual al paso del muelle multiplicado por el número de pasos, y la anchura b se calcula conociendo primero la longitud de la circunferencia P :

$$P = \pi \times d \quad (3.3)$$

y multiplicándolo después por el número de pasos n :

$$b = P \times n \quad (3.4)$$

De las fórmulas (3.2), (3.3), y (3.4):

$$L = \sqrt{(\pi \times d \times n)^2 + (h \times n)^2} \quad (3.5)$$

El número de pasos, 19, se puede determinar a partir del cociente entre la longitud total del tubo de vidrio y el paso del muelle. Con un diámetro interior del tubo de 28 mm y de acuerdo con (3.5), el alambre requiere al menos una longitud de

$$L = \sqrt{(\pi \times 28 \cdot 10^{-3} \times 19)^2 + (79 \cdot 10^{-3} \times 19)^2} = 2,246 \text{ m}$$

Para las mediciones de este estudio, se utilizó el mismo principio de creación pero se utilizaron muelles en espiral como los que se describen a continuación.

Todos los muelles están formados por un alambre de aluminio, excepto el número 1, que está hecho de acero siguiendo el proyecto original, todos los alambres tienen 2 mm de espesor y forman un muelle de diámetro exterior de 28 mm, con excepción de los accesorios rectos los cuales no tenían paso de muelle ni diámetro exterior y estaban fabricados en latón. Se han numerado los accesorios en función de la longitud de su paso, asignándole las marcas 1 y 2 a las de menor paso y 5 y 6 a las mayores. La longitud y paso de los diferentes muelles montados pueden verse en la [Tabla 3.3](#), así como los parámetros adimensionales correspondientes al paso y al espesor.

Número	Paso [mm]	Longitud [mm]	p/d	e/d
Muelle 1	80	570	2,89	0,072
Muelle 2	80	700	2,89	0,072
Muelle 3	160	810	5,78	0,072
Muelle 4	160	470	5,78	0,072
Muelle 5	210	750	7,58	0,072
Muelle 6	210	540	7,58	0,072
Accesorio recto	-	1500	-	-

Tabla 3.3 Dimensiones de los muelles

Para darles forma y corregir inexactitudes en la longitud del paso derivadas de su manipulación se contaba con una barra de acero de diámetro igual al diámetro interior del muelle, esta tenía marcada en su superficie los diferentes recorridos de los muelles a modo de guía para poder moldearlos. A pesar de extremar las precauciones, a la hora de montarlos no se podía asegurar un paso uniforme a lo largo de todo el muelle. Los accesorios acababan en sus extremos en un pequeño doblé para facilitar el proceso de montaje y desmontaje, ver detalle en la [Figura 3.28](#). Para introducirlos y sacarlos del tubo se empleaba un accesorio similar al accesorio recto, doblado en el extremo final para poder empujar o tirar de ellos. Siempre el muelle más largo se colocaba próximo a la entrada de agua, es decir en la parte superior.



Figura 3.28 Detalle de parte final de los muelles 1 y 2

A continuación se pueden observar los diferentes muelles utilizados agrupados en parejas con el mismo paso de rosca. Cabe destacar que las dimensiones de estos accesorios desmontados variaban con respecto a cuando estaban colocados en su posición dentro del tubo. Esas variaciones en longitud dependiendo del accesorio iban desde poco más de un 1% hasta un 6,5%. Esta variación en la longitud total del accesorio se veía reflejada también en la longitud del paso y en el diámetro de los mismos, pudiendo pasar que no se asegurara el contacto total con la superficie interior del tubo dependiendo del accesorio que estuviera montado.

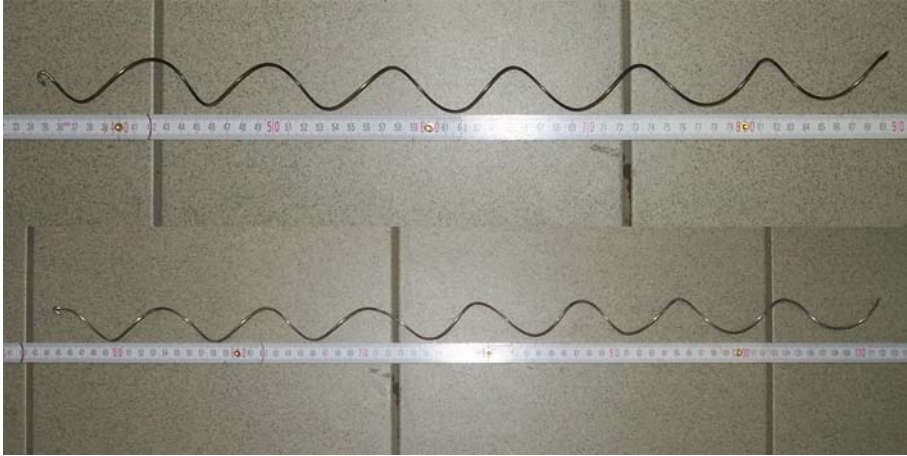


Figura 3.29 Muelle 1 (arriba) y 2 (abajo) paso 80 mm



Figura 3.30 Muelle 3 (arriba) y 4 (abajo) paso 160 mm



Figura 3.31 Muelle 5 (arriba) y 6 (abajo) paso 210 mm



Figura 3.32 Accesorios recto

3.2.3 Tipos de mediciones

Para un mejor análisis de los datos estos se pueden clasificar en dos grandes grupos, mediciones con agua y mediciones sin agua, y dentro de las mediciones con agua.

MEDICIONES SIN AGUA

En primer lugar el sistema se probó en el caso de tubo vacío para confirmar la exactitud, esto se puede ver en la sección 4.2.1. Tras la validación del experimento, las primeras mediciones realizadas sin agua tenían como objetivo establecer la influencia de la posición de un solo muelle con respecto al tubo en la pérdida de presión. Para determinar dicha influencia se realizaron las mediciones con el muelle n° 1 en tres [posiciones diferentes](#); el resultado de estos datos se recogen en la sección 4.2.2

Las siguientes mediciones llevadas a cabo tenían como objetivo determinar la influencia del paso de rosca en la pérdida de presión, para tal efecto se midieron dichas pérdidas ocasionadas por los diferentes muelles cubriendo la totalidad del tubo, es decir, por parejas de igual paso de rosca, para así poder hacer una comparativa; ver sección 4.2.3

A continuación se evaluaron las pérdidas de presión para los diferentes muelles de igual paso de rosca medidas con y sin el accesorio recto; ver sección 4.2.4.

También se realizaron mediciones con y sin plancha protectora para ver en qué manera su colocación afecta a la pérdida de presión; ver sección 4.2.6. Ésta era necesaria en las mediciones con agua para evitar que el agua cayera fuera del termostato en la salida del tubo.

MEDICIONES CON AGUA

Por otro lado un gran número de mediciones con agua fueron llevadas a cabo con el fin de cuantificar las pérdidas de presión para los diferentes caudales y temperaturas correspondientes a las diferentes parejas de muelles, todas estas mediciones se recogen en la sección 4.3.

Estas mediciones se han agrupado según se quiera estudiar la influencia del cambio de temperatura, ver sección 4.3.3, o cómo el caudal afecta directamente a las pérdidas de presión, sección 4.3.2.

También se ha podido comparar bajo las mismas condiciones de fluido cómo influye la longitud de paso a las pérdidas de presión, sección 4.3.4.

3.2.4 Posiciones de los muelles

En la [Figura 3.33](#) podemos ver las diferentes posiciones empleadas para las primeras mediciones sin agua, en las que sólo se empleó el muelle nº 1, para más información sobre estas mediciones dirigirse a la sección 4.2.2.

Las diferentes posiciones empleadas son:

- Posición 0: 370 mm desde la parte superior (posición central).
- Posición 1: 675 mm desde la parte superior (posición inferior).
- Posición 2: 53 mm desde la parte superior (posición superior).

Para todas las posiciones la distancia se mide a partir de donde empieza el tubo de vidrio y termina el soporte de metal como puede verse en la [Figura 3.34](#). Las distancias del accesorio número 1 a las sondas de presión estática se pueden leer en la misma [Figura 3.33](#). Para el resto de mediciones tanto con agua como sin ella se colocaron los pares de muelles de mismo paso uno a continuación del otro, el más próximo a la entrada de agua a una distancia del extremo superior de 27 mm, cubriendo la longitud del accesorio la distancia que separa las sondas de presión, a esta posición se le llamó "Posición 4" y pueden verse dos detalles de su colocación en la [Figura 3.28](#) y en la [Figura 3.34](#).

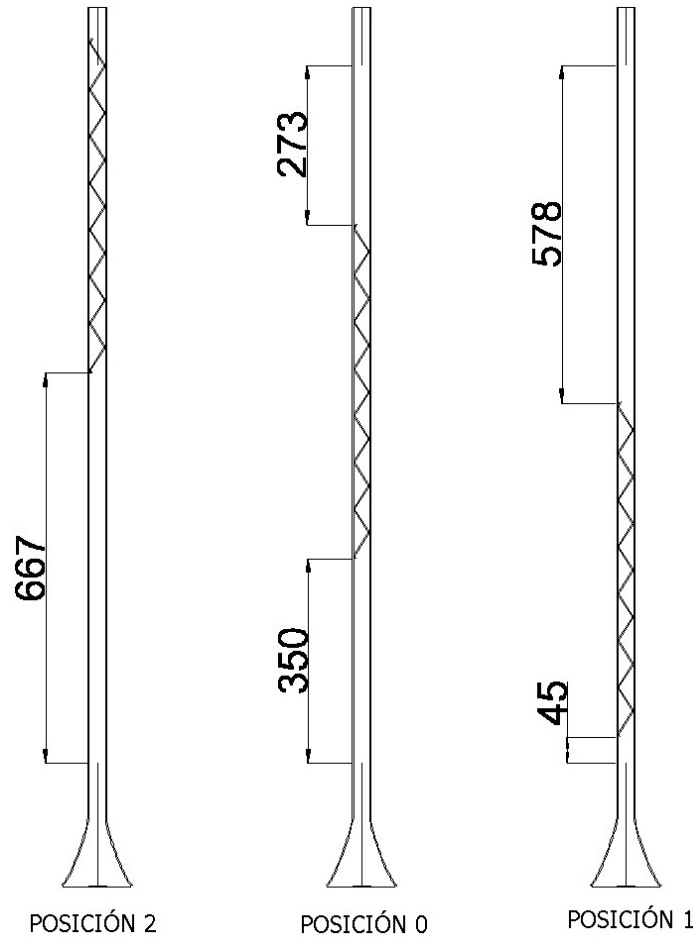


Figura 3.33 Diferentes posiciones del muelle 1



Figura 3.34 Posición número 4

3.3 ESTIMACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE DE LAS MEDIDAS

La valoración y acotación de las incertidumbres en las medidas es lo que se trata de detallar a continuación. Para la evaluación y expresión de las incertidumbres de medida en este apartado se siguieron las reglas generales establecidas en el documento "*Evaluación de datos de medición – Guía para la expresión de la incertidumbre de medida*", conocido como la GUM por su nombre en inglés (*Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*), publicado en español por el Centro Español de Metrología [12].

Tal y como se define en la GUM, la incertidumbre de una medida se puede evaluar siguiendo diferentes procedimientos, y según el modo en el que se estimen sus valores numéricos pueden agruparse en dos tipos:

- Tipo A, para aquellas que se evalúan mediante el análisis estadístico de series de observaciones,
- Tipo B, cuando se emplean otros medios.

La evaluación Tipo B de la incertidumbre típica se basa en la utilización correcta de la información recogida de:

- Resultados de mediciones anteriores.
- Experiencia o conocimientos generales sobre el comportamiento y las propiedades de los materiales e instrumentos utilizados.
- Especificaciones del fabricante.
- Datos suministrados por certificados de calibración u otros tipos de certificados.
- Incertidumbres asignadas a valores de referencia procedentes de libros y manuales.

El motivo de la clasificación en Tipo A y Tipo B es indicar las dos formas diferentes de evaluar las componentes de incertidumbre, a efectos únicamente de su análisis; la clasificación no trata de indicar que exista alguna diferencia en cuanto a calidad entre las componentes resultantes de ambos tipos de evaluación. Los dos tipos de evaluación se basan en distribuciones de probabilidad, y las componentes resultantes tanto de uno como del otro tipo de evaluación se cuantifican mediante varianzas o desviaciones típicas. Una evaluación Tipo B, de la incertidumbre típica puede ser tan fiable como una evaluación Tipo A, especialmente en situaciones en las que una evaluación Tipo A se basa en un número relativamente pequeño de observaciones. La totalidad de incertidumbres recogidas aquí se pueden clasificar dentro del Tipo B.

3.3.1 Caudalímetro

Para la estimación de la incertidumbre del caudalímetro se utilizó la información facilitada por el fabricante en las instrucciones de servicio.

Siguiendo la información del fabricante puede calcularse el error de medición en tanto por ciento con un 95% de confianza. El fabricante ofrece dos métodos, una gráfica y una expresión matemática dependiendo de que el caudal medido (\dot{m}_w) supere o no el 5% del máximo de lectura para el sensor del aparato, a continuación se indican los pasos necesarios para su cálculo [16].

Tamaño del sensor	Máx. caudal del sensor [kg/h]		
	5 %	50 %	100 %
DI 6	50	500	1000

Tabla 3.4 Rango de medición

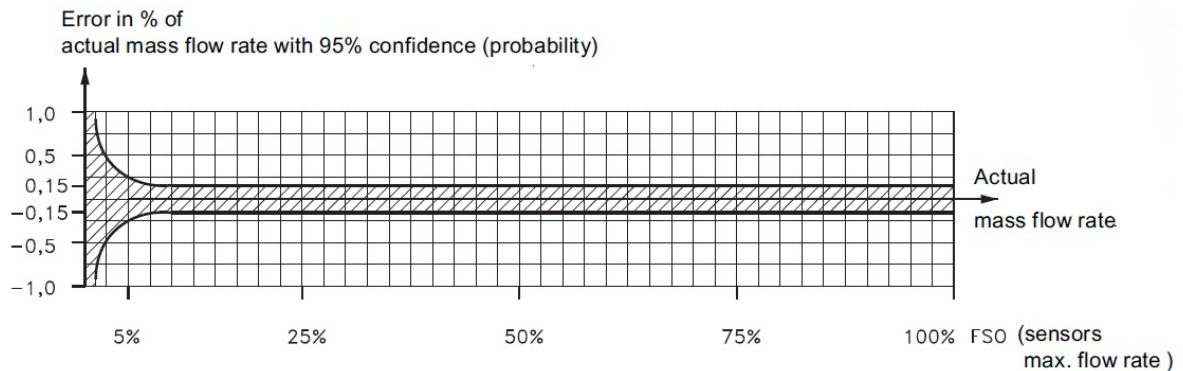


Figura 3.35 Precisión de medición

- A un caudal $> 5\%$ del rango máx. de medición se puede leer el error directamente en la curva.
- A un caudal $< 5\%$ del rango máx. de medición, utilice la ecuación para calcular el error.

Error de punto cero máximo (Z) para DI 6 : 0,05 kg/h

La curva de error se calcula con la fórmula:

$$E_{\dot{m}_w} = \pm \sqrt{(0,10^2) + \left(\frac{Z \times 100}{\dot{m}_w}\right)^2} \quad (3.6)$$

Cuando el caudal fue mayor al 5% el error se situó en $\pm 0,15\%$, como se trabajó con g/min fue necesario realizar un cambio de unidades para ver que caudales se situaban por debajo del 5% del rango máximo de medición. Los caudales configurados para las mediciones fueron los mostrados en la siguiente tabla.

		Caudales \dot{m}_w			
g/min		345	500	1000	1400
kg/h		20,7	30,0	60,0	84,0

Tabla 3.5 Caudales teóricos empleados

Un ejemplo de cómo se realizó el cambio de unidades:

$$1000 \frac{g}{min} \times \frac{60 min}{1 h} \times \frac{1 kg}{1000 g} = 1000 \times 0,06 \frac{kg}{h} = 60 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto, los caudales que se sitúan por debajo del 5% del caudal máximo, es decir por debajo de 50 kg/h, son 345 g/min y 500 g/min. Calculando el error para todas las mediciones y realizando la media para cada rango de caudales se obtienen los valores de la siguiente tabla.

345		500		1000		1400	
[%]	g/min	[%]	g/min	[%]	g/min	[%]	g/min
0,261	0,902	0,194	0,972	0,150	1,500	0,150	2,100

Tabla 3.6 Errores del caudalímetro ($E_{\dot{m}_w}$) calculados según indicaciones del fabricante

Siguiendo las indicaciones de la GUM, estaríamos en el caso en el que el fabricante define la incertidumbre como un intervalo correspondiente a un nivel de confianza del 90, 95 ó 99 por ciento. Ya que no hay ninguna indicación en contra, se puede suponer que se

ha utilizado una distribución normal para el cálculo de la incertidumbre. Por lo tanto para hallar la incertidumbre típica basta con dividir el valor resultante mostrado en la [Tabla 3.6](#) entre el factor de cobertura correspondiente de la distribución normal (k_p), que para un nivel de confianza (p_c) igual a 95% es 1,960, ver [Tabla 3.7 \[12\]](#).

345	500	1000	1400
0,460	0,496	0,765	1,071

Tabla 3.7 Incertidumbre típica del caudalímetro $u(\dot{m}_w)$

Una vez conocida la incertidumbre típica, para calcular la incertidumbre relativa en tanto por ciento basta con aplicar la siguiente expresión:

$$u_r(x) = \frac{u(x)}{x} \times 100 \quad (3.7)$$

Ajustando los decimales y calculando también las incertidumbres relativas según (3.7), las incertidumbres para cada caudal se pueden leer en la [Tabla 3.8](#).

	$u(\dot{m}_w)$ [g/min]	$u_r(\dot{m}_w)$ [%]
345	0,5	0,13
500	0,5	0,10
1000	0,8	0,08
1400	1,1	0,08

Tabla 3.8 Incertidumbres de la medida del caudalímetro en función del caudal

A continuación, a modo de ejemplo se realizarán los cálculos para 500 g/min:

Primero la conversión de unidades

$$500 \frac{g}{min} = 30 \frac{kg}{h}$$

a continuación sustituyo en la fórmula de la curva del error (3.6)

$$E_{\dot{m}_w} = \pm \sqrt{(0,10^2) + \left(\frac{0,05 \times 100}{30}\right)^2} = 0,1944$$

el error sería el 0,194% de 500 g/min, o lo que es lo mismo:

$$0,1944 \% \times 500 \frac{g}{min} = \frac{0,1944}{100} \times 500 \frac{g}{min} = 0,9718 \frac{g}{min}$$

Para un nivel de confianza p_c del 95% le corresponde un factor de cobertura k_p 1,96, por lo tanto la incertidumbre sería:

$$u(\dot{m}_w) = \frac{0,972}{1,96} \frac{g}{min} = 0,4959 \frac{g}{min} = 0,5 \frac{g}{min}$$

quedando el valor del caudal másico para este ejemplo como sigue:

$$\dot{m}_w = (500,0 \pm 0,5) \frac{g}{min}$$

Y por último la incertidumbre relativa según (3.7):

$$u_r(\dot{m}_w) = \frac{0,496}{500} \times 100 = 0,099 = 0,10 \%$$

3.3.2 Manómetro diferencial digital

Para el manómetro de presión diferencial digital, se tomó como fuente de la incertidumbre, la resolución del aparato. Si δ_x es la resolución del dispositivo, es decir el intervalo más pequeño en la lectura de X , entonces el valor real que produce una lectura dada X puede situarse con igual probabilidad en cualquier punto dentro del intervalo $X - \delta_x/2$ a $X + \delta_x/2$. En este caso se puede asumir para la distribución de la señal de entrada una distribución rectangular de probabilidad, de amplitud δ_x y varianza

$$u^2(x) = \frac{(\delta_x)^2}{12} \quad (3.8)$$

lo que supone una incertidumbre típica

$$u(x) = \frac{\delta_x}{\sqrt{12}} = 0,29\delta_x \quad (3.9)$$

para cualquier valor del rango medido [12].

Si la mayor precisión del manómetro diferencial digital es 0,01 entonces la varianza y la incertidumbre del aparato se calcularían como sigue:

$$u^2(P_{dig}) = \frac{(0,01)^2}{12} = 8,3 \cdot 10^{-6} Pa^2$$

$$u(P_{dig}) = 0,29 \times 0,01 = 2,9 \cdot 10^{-3} Pa = 3 \cdot 10^{-3} Pa$$

Quedaría el valor del diferencial de presión con su incertidumbre correspondiente para un valor de 15 Pa como sigue:

$$P_{dig} = (15,000 \pm 0,003) Pa$$

3.3.3 Error de medida entre manómetros

Aprovechando que también se tenía un manómetro de tubo inclinado conectado, se evaluó el error respecto a las mediciones registradas por este. Antes de poder calcular los errores absoluto y relativo del manómetro diferencial digital era necesario realizar una conversión de unidades para el manómetro de tubo inclinado. La lectura en mm, del manómetro de tubo inclinado se convierte a Pa a través de esta expresión:

$$(l - l_0) \cdot 10^{-3} \times \sin \theta \times \rho \times g = P_{ti} \quad (3.10)$$

En el manómetro inclinado empleado, en lugar del ángulo de inclinación del tubo podía leerse el factor de escala correspondiente a la inclinación (ver [Figura 3.36](#)), la fórmula quedaría como sigue:

$$(l - l_0) \cdot 10^{-3} \times f_e \times \rho \times g = P_{ti} \quad (3.11)$$

Las características del manómetro inclinado se pueden leer en la siguiente tabla:

Factores de escala utilizados (f_e)	En el manómetro	A emplear en (3.11)
	1:2	0,5
	1:5	0,2
	1:10	0,1
Densidad del fluido manométrico (ρ)	810 kg/m ³	

Tabla 3.9 Características del manómetro inclinado



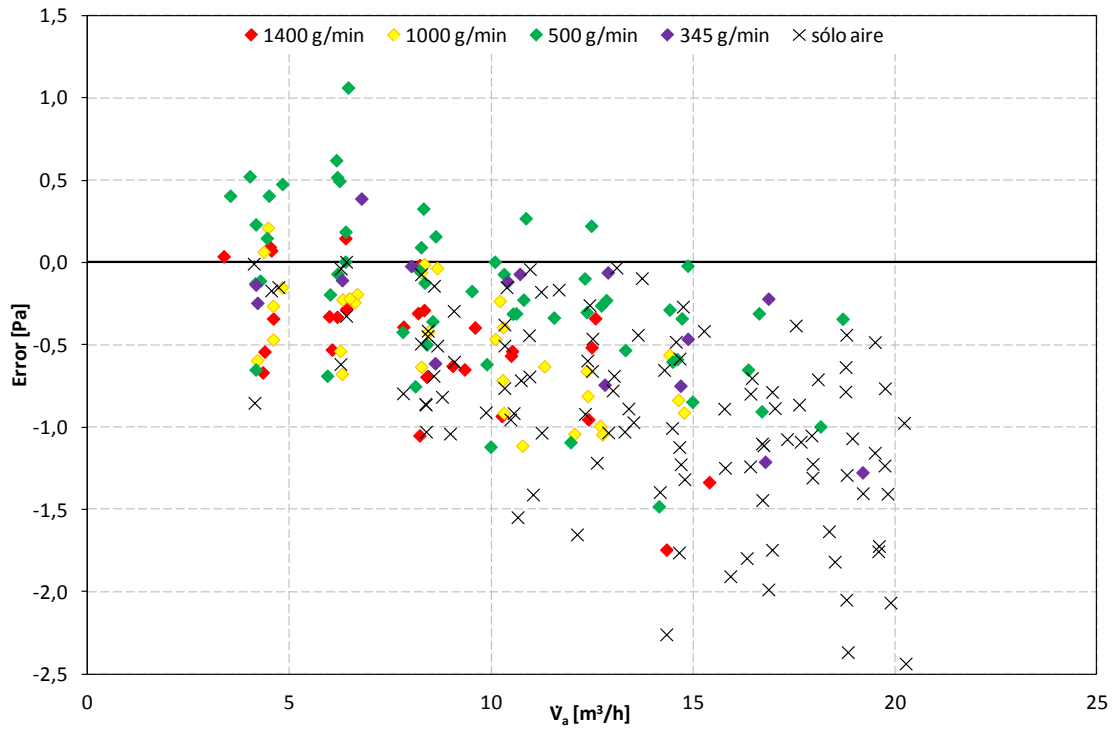
Figura 3.36 Detalle del factor de escala en manómetro de tubo inclinado

La [Gráfica 3.1](#) recoge el error absoluto en función del caudal volumétrico de aire de los datos recogidos por el manómetro digital respecto de los registrados por el manómetro de tubo inclinado, para una mayor claridad se han agrupado los datos según los diferentes caudales máxicos de agua empleado diferentes colores.

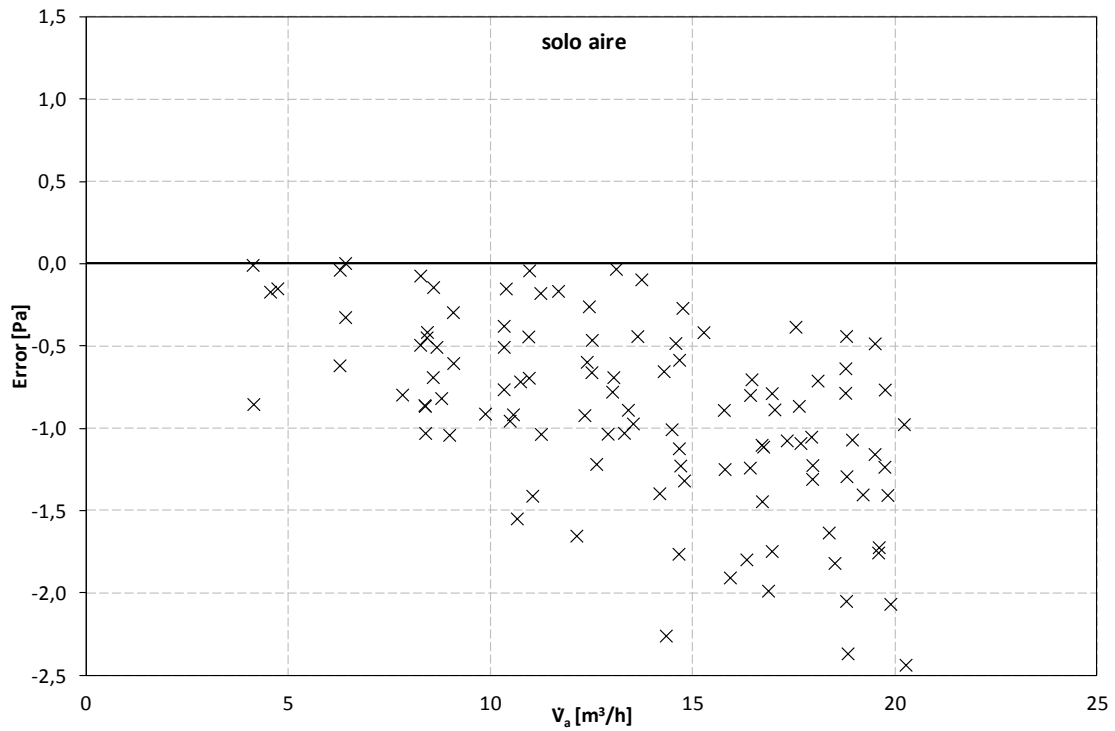
Y en las [Gráfica 3.2](#), [3.3](#), [3.4](#), [3.5](#) y [3.6](#) se recogen los mismos valores para cada caudal de agua por separado.

El error absoluto se calcula como sigue:

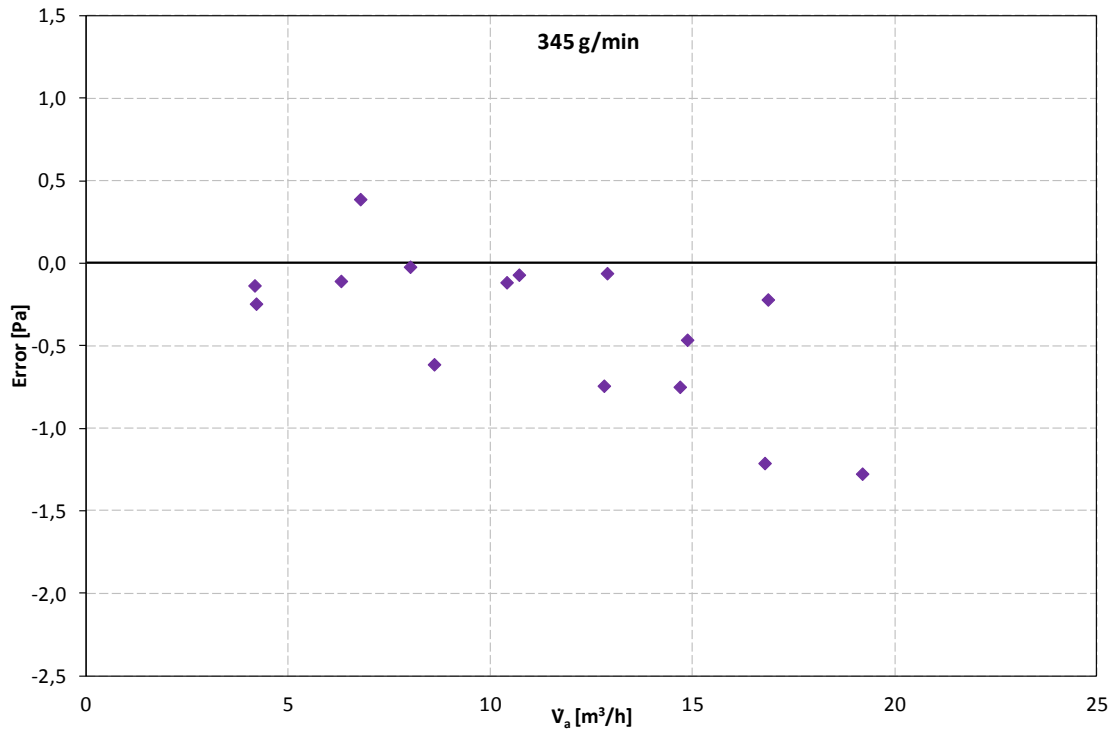
$$E_{P_{abs}} = P_{ti} - P_{dig} \quad (3.12)$$



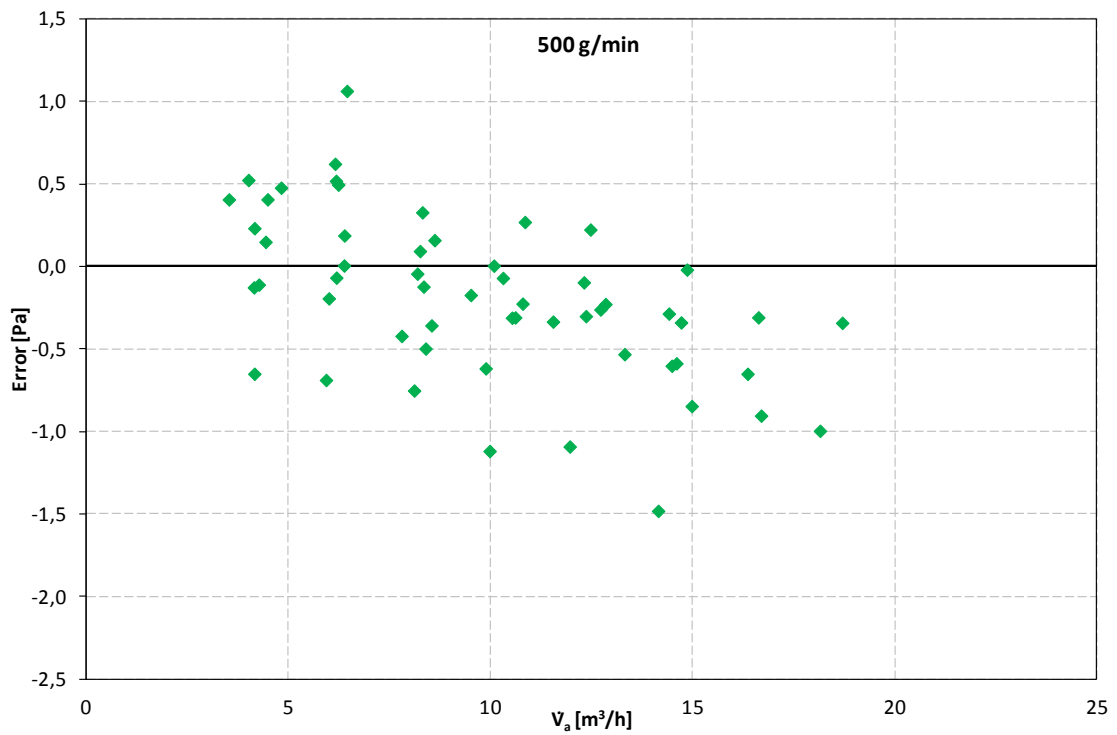
Gráfica 3.1 Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) en función del caudal volumétrico de aire (\dot{V}_a) para los diferentes caudales máscicos de agua (\dot{m}_w)



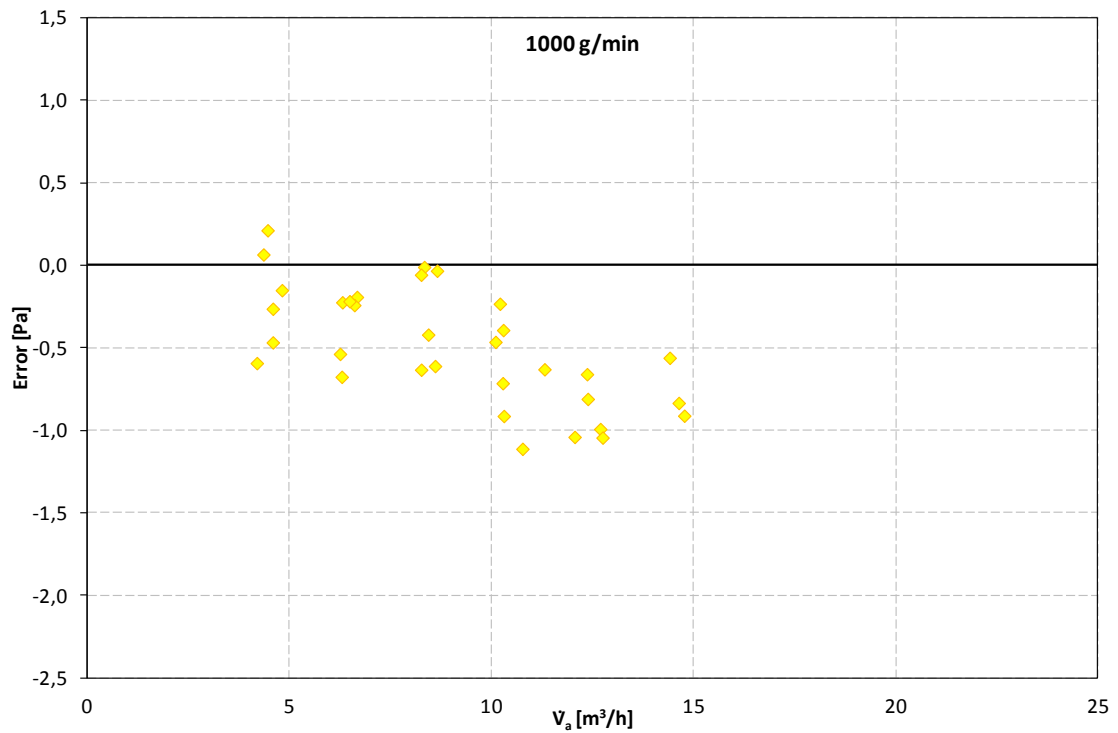
Gráfica 3.2 Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para los datos sin agua



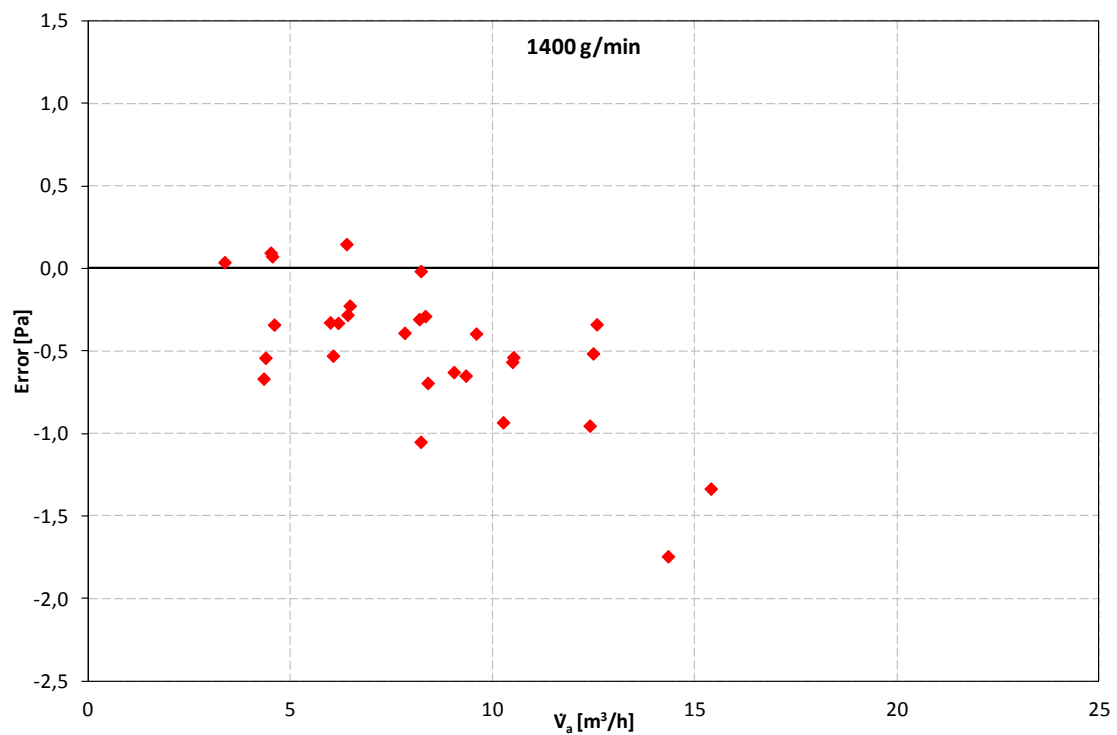
Gráfica 3.3 Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 345$ g/min



Gráfica 3.4 Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 500$ g/min



Gráfica 3.5 Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 1000$ g/min

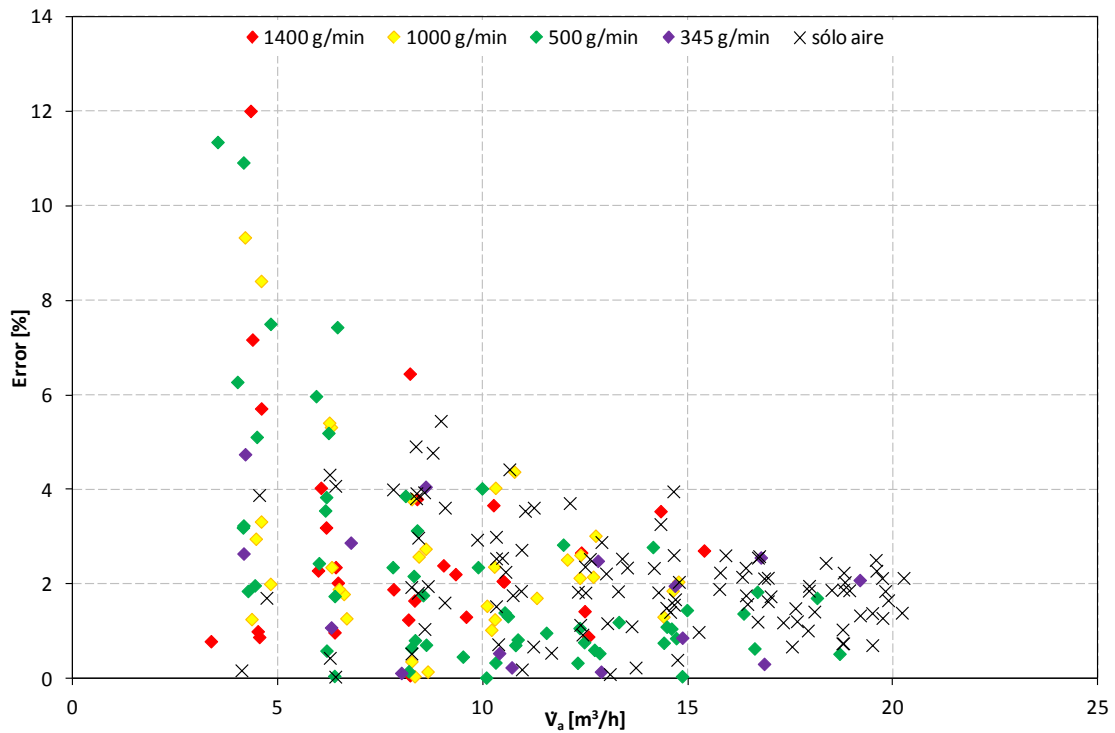


Gráfica 3.6 Error absoluto del manómetro diferencial digital respecto del manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{abs}}$) para $\dot{m}_w = 1400$ g/min

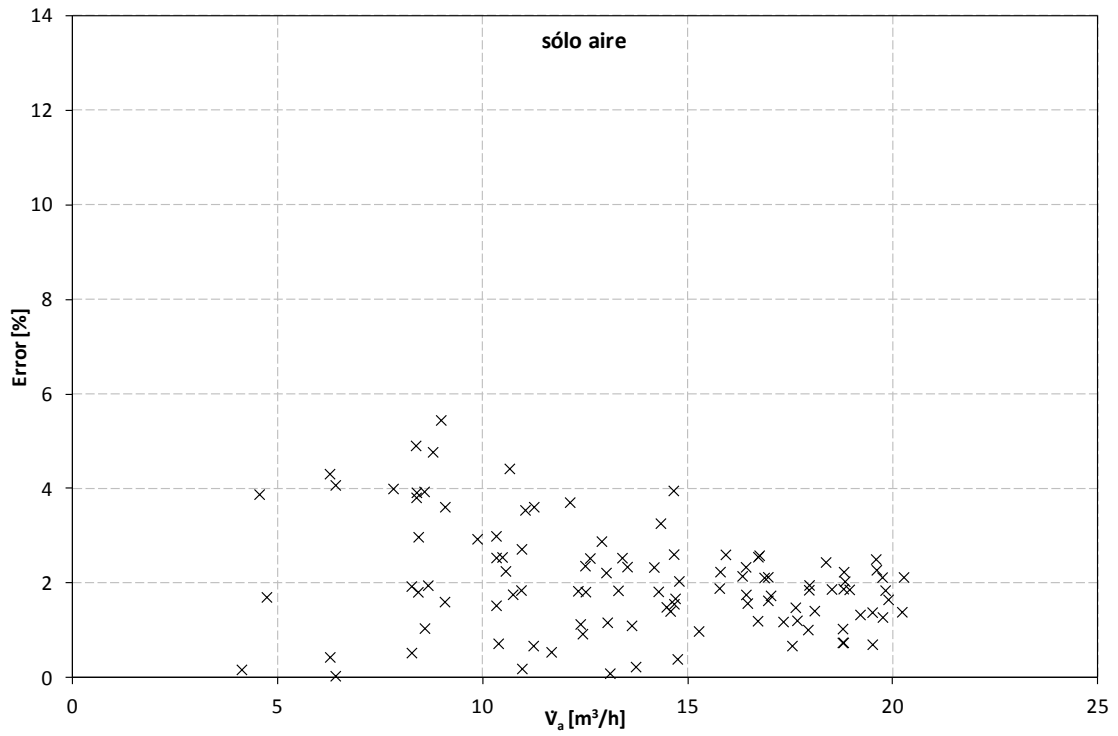
Para la comparación de los datos del manómetro diferencial digital y los del manómetro de tubo inclinado también se calculó el error relativo empleando la siguiente fórmula:

$$\left| \frac{P_{ti} - P_{dig}}{P_{ti}} \right| \times 100 = E_{P_{rel}} \quad (3.13)$$

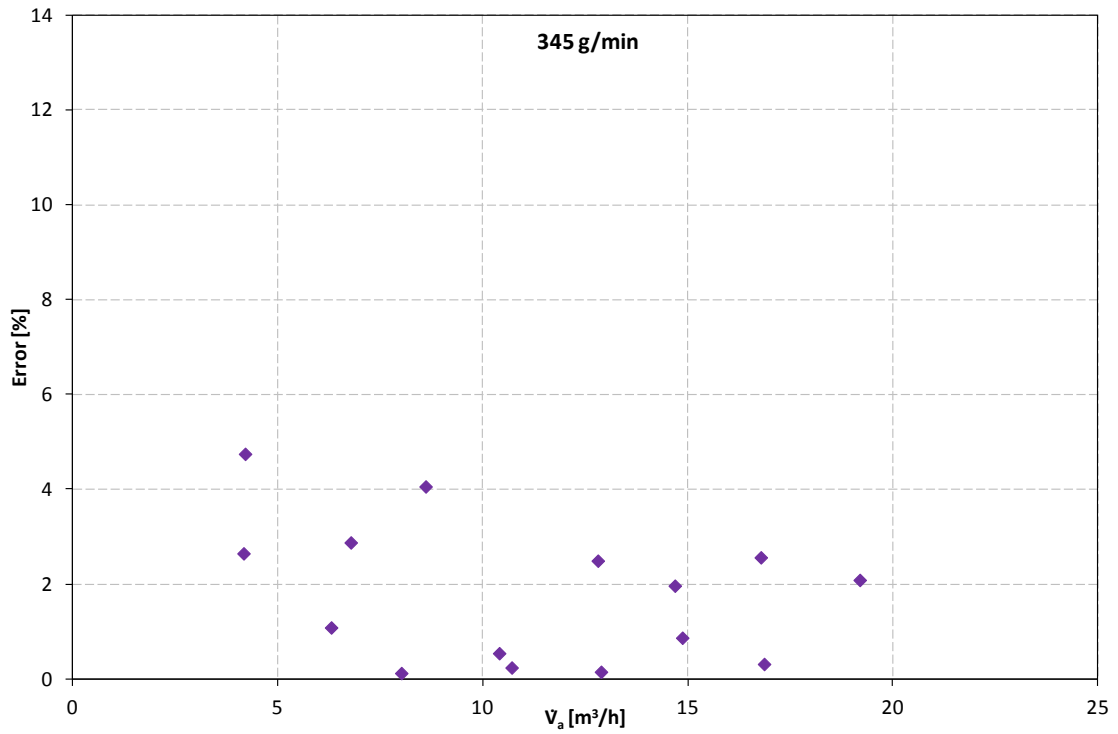
En la [Gráfica 3.7](#) se pueden ver los errores relativos en función del caudal volumétrico de aire, para una mayor claridad se han empleado colores para los diferentes caudales máscicos de agua. Y en las gráficas siguientes se muestran los mismos valores para los diferentes caudales máscicos de agua por separado.



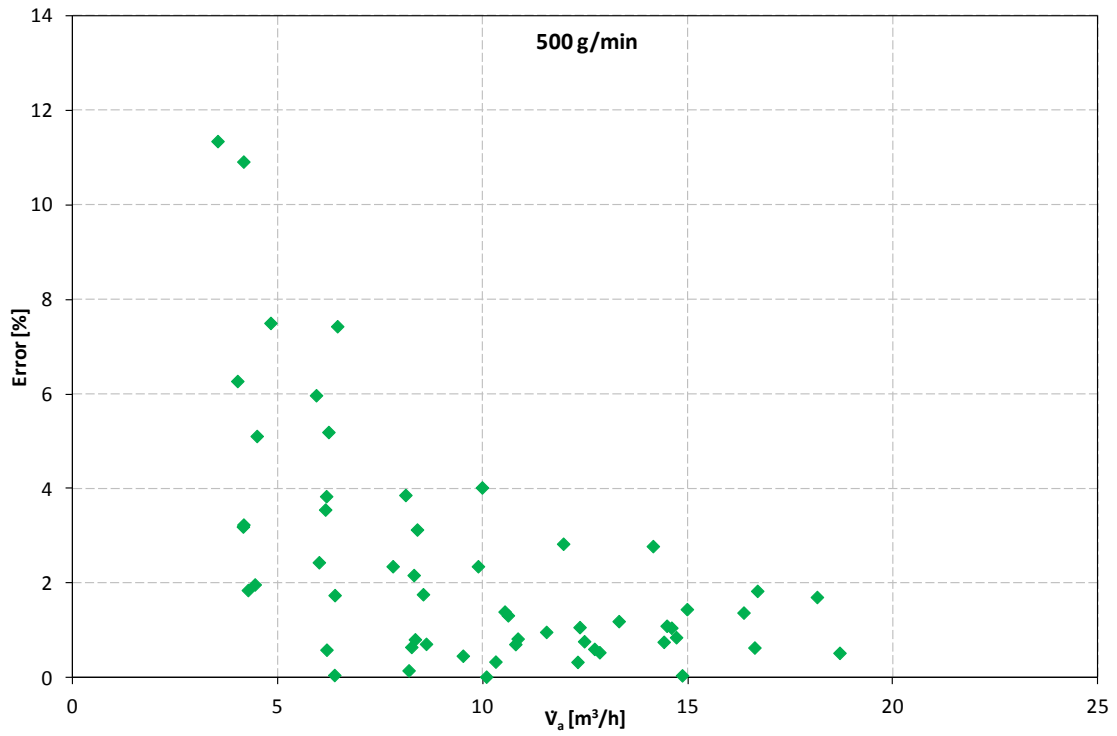
Gráfica 3.7 Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) en función del caudal volumétrico de aire



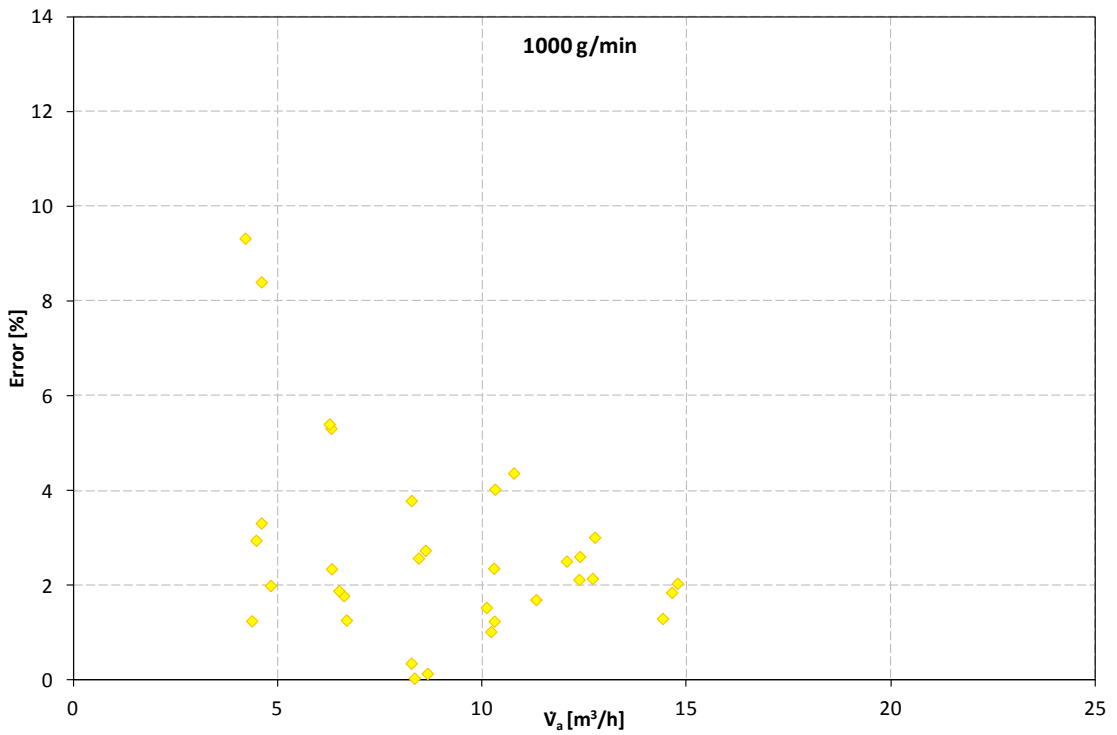
Gráfica 3.8 Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para las mediciones sin agua



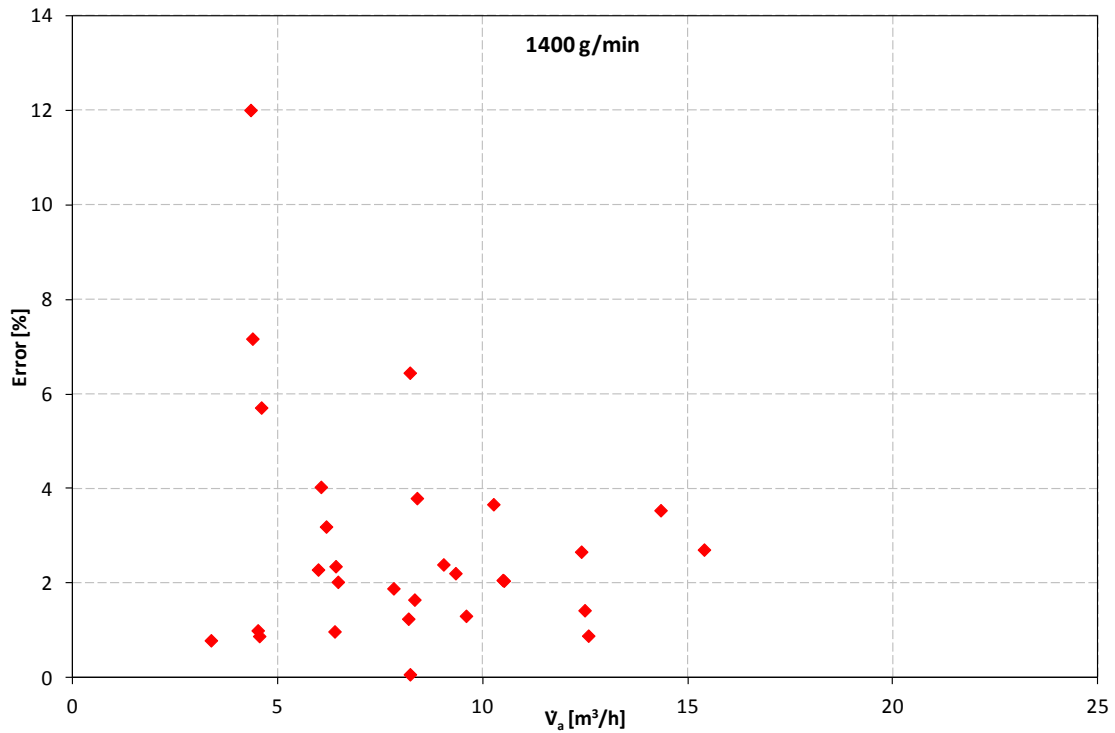
Gráfica 3.9 Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 345$ g/min



Gráfica 3.10 Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 500$ g/min



Gráfica 3.11 Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 1000$ g/min



Gráfica 3.12 Error relativo del manómetro diferencial digital respecto al manómetro de tubo inclinado ($E_{P_{rel}}$) para $\dot{m}_w = 1400$ g/min

En la [Tabla 3.10](#) aparecen los errores absolutos y relativos medios de los valores mostrados en las gráficas anteriores.

\dot{m}_w [g/min]	0	345	500	1000	1400	Total
$\overline{E_{P_{abs}}}$ [Pa]	0,9	0,4	0,4	0,5	0,5	0,7
$\overline{E_{P_{rel}}}$ [%]	2,2	1,8	2,4	2,7	2,9	2,4

Tabla 3.10 Error promedio para diferentes gastos máscicos entre los datos registrados por el manómetro digital y el manómetro de tubo inclinado

3.3.4 Manómetro de tubo inclinado

A continuación se trata de determinar la incertidumbre del manómetro de tubo inclinado, cuya anotación se empleó únicamente como comparación para la medida registrada por el manómetro diferencial digital.

Al igual que con el manómetro digital se ha calculado la incertidumbre basándose en la resolución del dispositivo, aunque la división más pequeña legible en el tubo era 1 mm, se trabajó anotando datos con una precisión de hasta 0,25 mm. Mientras que el manómetro digital estaba conectado directamente al ordenador mediante DasyLab, con el manómetro de tubo inclinado la anotación se hizo de manera visual, por este motivo en lugar de una distribución de probabilidad rectangular como en el caso anterior, sería más realista suponer que los valores cerca de los límites son menos probables que los situados en torno al centro. Es entonces razonable emplear una distribución triangular simétrica [12], para dicha distribución la varianza y la incertidumbre adoptan los siguientes valores:

$$u^2(x) = \frac{(\delta_x)^2}{24} \quad (3.14)$$

$$u(x) = \frac{\delta_x}{\sqrt{24}} \quad (3.15)$$

Empleando la ecuación (3.11) para realizar la conversión a Pa y teniendo en cuenta los datos de la Tabla 3.9 se puede deducir el valor de δ_x para los diferentes factores de escala:

$$f_e = 1 : 2 \quad \delta_{P,1:2} = (0,25) \times 0,5 \times 810 \cdot 10^{-3} \times 9,81 = 0,99 \text{ Pa}$$

$$f_e = 1 : 5 \quad \delta_{P,1:5} = (0,25) \times 0,2 \times 810 \cdot 10^{-3} \times 9,81 = 0,40 \text{ Pa}$$

$$f_e = 1 : 10 \quad \delta_{P,1:10} = (0,25) \times 0,1 \times 810 \cdot 10^{-3} \times 9,81 = 0,20 \text{ Pa}$$

Aplicando las expresiones para una distribución triangular simétrica (3.14) y (3.15) a las diferentes amplitudes δ_x se obtienen las siguientes varianzas e incertidumbres:

$$u^2(P_{ti,1:2}) = \frac{(0,99)^2}{24} = 0,0411 \text{ Pa}^2 \quad u(P_{ti,1:2}) = \frac{0,99}{\sqrt{24}} = 0,2027 \text{ Pa}$$

$$u^2(P_{ti,1:5}) = \frac{(0,40)^2}{24} = 6,577 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}^2 \quad u(P_{ti,1:5}) = \frac{0,40}{\sqrt{24}} = 0,0811 \text{ Pa}$$

$$u^2(P_{ti,1:10}) = \frac{(0,20)^2}{24} = 1,644 \cdot 10^{-3} \text{ Pa}^2 \quad u(P_{ti,1:10}) = \frac{0,20}{\sqrt{24}} = 0,0405 \text{ Pa}$$

Agrupando los términos en una tabla:

Factor escala	Varianza $u^2(P_{ti})$	Incertidumbre $u(P_{ti})$
$f_e = 1 : 2$	0,041 Pa ²	0,20 Pa
$f_e = 1 : 5$	$6,58 \cdot 10^{-3}$ Pa ²	0,08 Pa
$f_e = 1 : 10$	$1,64 \cdot 10^{-3}$ Pa ²	0,04 Pa

Tabla 3.11 Varianzas e incertidumbres para el manómetro de tubo inclinado

3.3.5 Sondas de temperatura (termopar y termorresistencia)

En esta sección se tratará de evaluar la incertidumbre en las medidas registradas tanto por el sensor Pt100, como por los termopares.

Las normativas que regulan las características y por tanto establecen la incertidumbre en la medida para Pt100 y para los diferentes tipos de termopares son la norma IEC 60751:2008 y la IEC 60 584-2:1995 respectivamente. Se desconocen la clase a la que pertenece el Pt100 así como la del termopar empleado, por lo tanto se pueden asumir las incertidumbres máximas que indica la normativa.

Según IEC 60751:2008 los valores para la precisión de la sonda de platino Pt100 se pueden obtener en función de la temperatura empleando las siguientes expresiones:

Clase	Precisión, °C
A	$0,15 + 0,002 \times t $
B	$0,3 + 0,005 \times t $

Tabla 3.12 Cálculo de tolerancia para termorresistencias Pt100 según IEC 60751

se desconoce la clase del sensor, así que se optará por asumir la más desfavorable, la Clase B. Si la temperatura máxima con la que se trabajó fue 60 °C, sustituyendo quedaría

$$u(Pt100) = 0,3 + 0,005 \times 60 = 0,6 \text{ °C}$$

Para la incertidumbre del termopar se recurrió a la norma IEC 60 584-2:1995, en ella tabulados se pueden consultar dependiendo del tipo de termopar, de la clase y el rango de temperaturas, el valor de su tolerancia. El tipo de termopar de la instalación correspondía con la denominación K, se desconoce la Clase a la que pertenecía, así que se supondrá Clase 2 que tiene asociada una tolerancia mayor, para el rango de temperaturas de trabajo esta incertidumbre se corresponde con $\pm 2,5$ °C.

3.3.6 Barómetro vertical de mercurio y presión de la habitación

A continuación se detalla el proceso de estimación de la incertidumbre tanto para el barómetro vertical de mercurio como para la presión de la habitación. No se puede asumir inicialmente la incertidumbre del barómetro igual a la de la presión de la habitación ya que fue necesario una corrección en la medida teniendo en cuenta la temperatura de la habitación, por lo tanto la incertidumbre de la presión en la habitación no solo dependerá de la incertidumbre del barómetro sino que también dependerá de la incertidumbre del termopar.

Para calcular la incertidumbre del barómetro se procede de manera similar a como se actuó con el manómetro de tubo inclinado ya que el apunte de la medida se realizó también de manera visual. Partiendo de la división mínima de escala y asumiendo mayor probabilidad en la zona media del intervalo que en los extremos, se asume una distribución triangular de probabilidad.

Siendo la división más pequeña 0,1 Torr y aplicando las expresiones (3.14) y (3.15) dan como resultado la varianza e incertidumbre que pueden leerse a continuación:

$$u^2(P_{bar}) = \frac{(0,1)^2}{24} = 4,1\hat{6} \cdot 10^{-4} \text{ Torr}^2$$

$$u(P_{bar}) = \frac{0,1}{\sqrt{24}} = 0,02 \text{ Torr}$$

La lectura del barómetro vertical de mercurio no podía asumirse como la presión de la habitación ya que, como se ha dicho antes, era necesario realizar primero un ajuste en la medición debido a la influencia que tiene la temperatura en la densidad del fluido manométrico. La manera en que la temperatura afecta a la medición de la presión queda reflejada en la siguiente expresión:

$$P_{room} = P_{bar}(1 - 0,000182 \times t_{room}) \quad (3.16)$$

Por lo tanto en principio tampoco puede asumirse la incertidumbre del aparato igual a la incertidumbre de la presión en la habitación. Al tratarse de una medida indirecta es necesario calcular la incertidumbre típica combinada $u_c(y)$, mediante la fórmula de la ley de propagación de la incertidumbre [12]:

$$\text{dados} \quad y = f(x_1, x_2, x_3, \dots) \quad (3.17)$$

$$u_c(y) = \left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \right| \times u(x_1) + \left| \frac{\partial y}{\partial x_2} \right| \times u(x_2) + \left| \frac{\partial y}{\partial x_3} \right| \times u(x_3) + \dots \quad (3.18)$$

combinando (3.16) y (3.18):

$$u_c(P_{room}) = \left| \frac{\partial P_{room}}{\partial P_{bar}} \right| \times u(P_{bar}) + \left| \frac{\partial P_{room}}{\partial t_{room}} \right| \times u(t_{room})$$

y sustituyendo,

$$u_c(P_{room}) = (1 - 0,000182 t_{room}) \times 0,02 + (0,000182 P_{bar}) \times 2,5 \approx 0,35 \text{ Torr}$$

Con una varianza,

$$u^2(P_{room}) = 0,12 \text{ Torr}^2$$

Quedando al final la presión de la habitación para una lectura de 750 Torr como sigue:

$$P_{room} = (750,00 \pm 0,35) \text{ Torr}$$

En parte del proyecto no se dispuso de la presión registrada por el barómetro en el interior de la habitación, en su lugar se hizo una estimación de la presión partiendo del registro de una estación meteorológica cercana (ver el [Anexo A](#) para más detalle). Para este conjunto de datos es más apropiado suponer que existe la misma probabilidad de que la presión se halle en cualquier punto del intervalo abarcado por la resolución y emplear una distribución rectangular de probabilidad, además se empleó el hPa como unidad de medida y 0,1 hPa como resolución mínima, teniendo en cuenta esto y aplicando las expresiones (3.8) y (3.9) la varianza y la incertidumbre serían:

$$u^2(P_{room}) = \frac{(0,1)^2}{12} = 8,3 \cdot 10^{-4} (hPa)^2$$

$$u(P_{room}) = \frac{P_{room}}{\sqrt{12}} = 0,29P_{room} = 0,1 \times 0,29 = 0,029 = 0,03 hPa$$

quedando en este caso la lectura de la P_{room} como en el siguiente ejemplo:

$$P_{room} = (1000,00 \pm 0,03) hPa$$

3.3.7 Rotámetro y caudal volumétrico del aire

El valor de la incertidumbre para la medida del caudal volumétrico de aire es lo que se pretende estimar a continuación. Se trata también de una medida indirecta por lo tanto se procederá de una manera muy similar a como se ha trabajado con anterioridad.

Puesto que las magnitudes de entrada se consideran independientes, ya que no existe relación entre ellas, lo que se calculará a continuación será la incertidumbre típica combinada $u_c(y)$, presentada con anterioridad y que, tal y como se define en la GUM, es la raíz cuadrada positiva de la varianza combinada $u_c^2(y)$, dada en su expresión más general por:

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i) \quad (3.19)$$

donde f es la función dada en (3.17), cada $u(x_i)$ es una incertidumbre típica evaluada mediante procedimientos del Tipo A o Tipo B, las derivadas parciales $\partial f / \partial x_i$ son denominadas frecuentemente coeficientes de sensibilidad, que describen como varía la estimación de salida y , en función de las variaciones en los valores de las estimaciones de entrada x_1, x_2, \dots, x_N . La varianza combinada $u_c^2(y)$ puede considerarse entonces como la suma de términos, cada uno de ellos representando la varianza estimada asociada a y , debido a la varianza estimada asociada a cada estimación de entrada x_i . Esto conduce a escribir la ecuación (3.19) en la forma

$$u_c^2(y) = \sum_{j=1}^N [c_j u(x_j)]^2 \equiv \sum_{i=1}^N u_i^2(y) \quad (3.20)$$

donde

$$c_i \equiv \partial f / \partial x_i \qquad u_i(y) \equiv |c_i| u(x_i) \qquad (3.21)$$

Para el cálculo de la varianza y la incertidumbre del rotámetro se ha partido de la resolución del aparato, en este caso $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$, y se ha supuesto una distribución triangular de probabilidad empleando por tanto las expresiones (3.14) y (3.15) ya que la anotación de la medida se realizaba de manera visual; como fue necesario aplicar un ajuste a la lectura del rotámetro dependiente de varias variables, ha habido también que calcular la propagación de la incertidumbre para el ajuste empleado (3.1).

Siguiendo el razonamiento anterior, las varianzas e incertidumbres del rotámetro serían:

$$u^2(\dot{Q}_{rot}) = \frac{(0,1)^2}{24} = 4,1\hat{6} \cdot 10^{-4} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)^2$$

$$u(\dot{Q}_{rot}) = \frac{\delta \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{24}} = \frac{0,1}{\sqrt{24}} = 0,02 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Los pasos de aplicar la ley de propagación de la incertidumbre a la expresión del ajuste del rotámetro se muestran a continuación, se parte de la expresión inicial:

$$\dot{V}_a = \dot{Q}_{rot} \sqrt{\frac{T_{sal}(\text{°C}) + 273,15}{293,15}} \times \frac{760}{P_{room}(\text{Torr})}$$

que puede ser escrita de la forma siguiente:

$$\dot{V}_a = 1,61013 \dot{Q}_{rot} \sqrt{\frac{T_{sal} + 273,15}{P_{room}}}$$

Primero se realizan las diferentes derivadas parciales, que empleando la notación de (3.20) sería:

$$c_1 \equiv \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial \dot{Q}_{rot}} = 1,61013 \sqrt{\frac{T_{sal} + 273,15}{P_{room}}}$$

$$c_2 \equiv \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial T_{sal}} = \frac{0,805067 \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{P_{room}(T_{sal} + 273,15)}}$$

$$c_3 \equiv \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial P_{room}} = -\frac{0,805067 \dot{Q}_{rot}(T_{sal} + 273,15)}{\sqrt{P_{room}^3(T_{sal} + 273,15)}}$$

Una vez calculadas las derivadas, o coeficientes de sensibilidad, se sustituyen en (3.20) junto con las varianzas calculadas en pasos anteriores, quedando la expresión de la varianza combinada como sigue:

$$u_c^2(\dot{V}_a) = c_1^2 u^2(\dot{Q}_{rot}) + c_2^2 u^2(T_{sal}) + c_3^2 u^2(P_{room})$$

$$u_c^2(\dot{V}_a) = \left[1,61013 \sqrt{\frac{T_{sal} + 273,15}{P_{room}}} \right]^2 \times 4,16 \cdot 10^{-4} + \left[\frac{0,805067 \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{P_{room}(T_{sal} + 273,15)}} \right]^2 \times 6,25$$

$$+ \left[-\frac{0,805067 \dot{Q}_{rot}(T_{sal} + 273,15)}{\sqrt{P_{room}^3(T_{sal} + 273,15)}} \right]^2 \times 0,12$$

realizando los cálculos para los valores medios da como resultado la siguiente varianza combinada:

$$u_c^2(\dot{V}_a) = 2,29 \cdot 10^{-3} \left(\frac{m^3}{h} \right)^2$$

aplicando la raíz cuadrada al resultado anterior da una incertidumbre típica combinada de

$$u_c(\dot{V}_a) = 0,04782 = 0,05 \frac{m^3}{h}$$

En caso de que se trabaje con hPa, la expresión de la varianza combinada adquiere la forma:

$$u_c^2(\dot{V}_a) = \left[1,85915 \sqrt{\frac{T_{sal} + 273,15}{P_{room}}} \right]^2 \times 4,1\hat{6} \cdot 10^{-4} + \left[\frac{0,929573 \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{P_{room}(T_{sal} + 273,15)}} \right]^2 \times 6,25$$

$$+ \left[-\frac{0,929573 \dot{Q}_{rot}(T_{sal} + 273,15)}{\sqrt{P_{room}^3(T_{sal} + 273,15)}} \right]^2 \times 8,3 \cdot 10^{-4}$$

nótese que únicamente han cambiado la varianza de la presión en la habitación, por tener una procedencia diferente la cual lleva asociada una distribución de probabilidad diferente (cuando el apunte era visual se suponía una distribución de probabilidad triangular, mientras que si el dato provenía de una lectura digital se asumió una distribución de probabilidad rectangular), y las constantes consecuencia de haber cambiado el término de la presión de la habitación en la expresión inicial (3.1):

$$\frac{760}{P_{room}(Torr)} \rightarrow \frac{1013,25}{P_{room}(hPa)}$$

Realizando las operaciones se obtienen las siguientes varianza e incertidumbre combinadas:

$$u_c^2(\dot{V}_a) = 2,28 \cdot 10^{-3} \left(\frac{m^3}{h} \right)^2$$

$$u_c(\dot{V}_a) = 0,04772 = 0,05 \frac{m^3}{h}$$

Además de las incertidumbres para las medidas realizadas, también se ha calculado la propagación de la incertidumbre para los números adimensionales empleados en la representación gráfica de los datos, esto es, al número de Reynolds y a la correlación empleada para el cálculo del factor de fricción de Fanning. Dichos cálculos es lo que se detalla a continuación.

3.3.8 Número de Reynolds

A continuación se calcula la incertidumbre combinada del número de Reynolds, para ello se aplica la ecuación general de la propagación de la incertidumbre a la expresión empleada para su determinación.

El número de Reynolds ha sido evaluado con la siguiente expresión

$$Re = \frac{4\dot{V}_a}{\pi D\nu} \quad (3.22)$$

como el registro del caudal se realizó en m^3/h la expresión tras el cambio de unidades al SI quedaría en realidad como sigue

$$Re = \frac{\dot{V}_a}{900\pi D\nu} \quad (3.23)$$

Paso a analizar las magnitudes de entrada en detalle antes de calcular la propagación de la incertidumbre para la expresión (3.23). La varianza y la incertidumbre del caudal volumétrico de aire ya han sido evaluados en el apartado 3.3.7 y no es necesario ningún cálculo adicional. El diámetro D se corresponde con el diámetro interior del tubo, que fue medido con una resolución de 0,1 mm, esto es, 0,0001 m, y al tratarse de una observación visual se le supondrá una distribución triangular como se ha hecho con anterioridad en situación similar, por lo tanto se aplicarán las ecuaciones (3.14) y (3.15) para el cálculo de su varianza e incertidumbre. Y por último la viscosidad cinemática ν ha sido calculada mediante interpolación a partir de tablas (ver Anexo B) y depende exclusivamente de la temperatura en °C según la siguiente expresión:

$$\nu(t) = \left(0,94T_{sal} + \frac{12129}{90}\right) \cdot 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s}\right] \quad (3.24)$$

expresión a la que habrá que aplicarle también la ecuación general de propagación de la incertidumbre ya que se trata de una medida indirecta.

Observando las expresiones para el caudal volumétrico de aire (3.1) y para la viscosidad cinemática (3.24) se puede apreciar que para la estimación de ambos valores se utiliza la temperatura del aire a la salida, por tanto ambas magnitudes de entrada estarán relacionadas al emplear el mismo dato de referencia. Si los datos de entrada

están fuertemente relacionados entre sí y no pueden considerarse independientes no se podrá emplear la expresión (3.19) para el cálculo de la incertidumbre combinada. En su lugar será necesario emplear la expresión de la varianza combinada cuando las magnitudes de entrada están relacionadas, que es la misma expresión a la que se le añade un término relativo a la covarianza,

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i, x_j) \quad (3.25)$$

donde x_i y x_j son las estimaciones de X_i y X_j , y $u(x_i, x_j) = u(x_j, x_i)$ es la covarianza estimada asociada a x_i y x_j . Para saber el grado de correlación entre x_i y x_j , es necesario conocer el coeficiente de correlación estimado $r(x_i, x_j)$, dado por la siguiente expresión

$$r(x_i, x_j) = \frac{u(x_i, x_j)}{u(x_i)u(x_j)} \quad (3.26)$$

donde $r(x_i, x_j) = r(x_j, x_i)$ y $-1 \leq r(x_i, x_j) \leq +1$. Si las estimaciones x_i y x_j son independientes, $r(x_i, x_j) = 0$, y una variación en una de las dos no implica una variación en la otra.

A continuación se muestra cómo calcular la covarianza estimada asociada a dos magnitudes de entrada. Según la GUM, supongamos que dos magnitudes de entrada X_1 y X_2 estimadas por x_1 y x_2 dependen de un conjunto de variables no correlacionadas Q_1, Q_2, \dots, Q_L . Entonces $X_1 = F(Q_1, Q_2, \dots, Q_L)$ y $X_2 = G(Q_1, Q_2, \dots, Q_L)$, pudiendo aparecer algunas de las variables únicamente en una de las funciones y no en la otra. Si $u^2(q_l)$ es la varianza estimada asociada a la estimación q_l de Q_l , entonces tenemos la varianza estimada asociada a X_1 es, según la ecuación (3.19)

$$u^2(x_1) = \sum_{l=1}^L \left[\frac{\partial F}{\partial q_l} \right]^2 u^2(q_l)$$

con una expresión análoga para $u^2(x_2)$. La covarianza estimada asociada a las X_1 y X_2 viene dada por

$$u(x_1, x_2) = \sum_{l=1}^L \frac{\partial F}{\partial q_l} \frac{\partial G}{\partial q_l} u^2(q_l) \quad (3.27)$$

Puesto que únicamente los términos para los que $\partial F/\partial q_l \neq 0$ y $\partial G/\partial q_l \neq 0$, para un l dado, contribuyen a la suma, la covarianza será nula si no existe una variable común a F y G . La covarianza estimada calculada con (3.27) se corresponde con el último término de la expresión para la incertidumbre combinada según (3.25).

Por tanto recapitulando, se calculará en primer lugar la incertidumbre correspondiente a la medida del diámetro interior, a continuación se aplicará la ecuación general de propagación de la incertidumbre para términos independientes a la expresión de la viscosidad cinemática (3.24) para calcular su incertidumbre, posteriormente se calculará la covarianza estimada asociada a la viscosidad cinemática y al caudal volumétrico, y una vez obtenidas la covarianza estimada y con las varianzas de ambas magnitudes de entrada se podrá calcular el coeficiente de correlación estimado (3.26) para evaluar si los efectos de estas magnitudes presentan una dependencia mutua despreciable (o no), y poder determinar si la incertidumbre combinada correspondiente a la expresión del número de Reynolds se evaluará mediante la expresión (3.19) o mediante la expresión (3.25).

Varianza e incertidumbre de la medida del diámetro:

$$u^2(D) = \frac{(0,0001)^2}{24} = 4,1\hat{6} \cdot 10^{-10} \text{ m}^2$$

$$u(D) = \frac{0,0001}{\sqrt{24}} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Varianza e incertidumbre de la expresión empleada para el cálculo de la viscosidad cinemática:

$$u_c^2(v) = \left(\frac{\partial v}{\partial T_{sal}} \right)^2 u^2(T_{sal}) = (0,94 \cdot 10^{-7})^2 \times 6,25 = 5,5225 \cdot 10^{-14} \frac{\text{m}^4}{\text{s}^2}$$

$$u_c(v) = \sqrt{u_c^2(v)} = 2,35 \cdot 10^{-7} = 2 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Covarianza estimada asociada a la viscosidad y el caudal

$$u(\dot{V}_a, v) = \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial T_{sal}} \frac{\partial v}{\partial T_{sal}} u^2(T_{sl})$$

$$u(\dot{V}_a, \nu) = \frac{0,929573 \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{P_{room}(T_{sal} + 273,15)}} \times 0,94 \cdot 10^{-7} \times 6,25 = 1,00303 \cdot 10^{-8}$$

$$= 1 \cdot 10^{-8} \left[\frac{m^3}{h \cdot Pa^{\frac{1}{2}} \cdot ^\circ C^{\frac{1}{2}}} \right]$$

El coeficiente de correlación estimado

$$r(\dot{V}_a, \nu) = \frac{u(\dot{V}_a, \nu)}{u(\dot{V}_a)u(\nu)} = \frac{1,00303 \cdot 10^{-8}}{0,04782 \times 2,35 \cdot 10^{-7}} = 0,89265$$

Como puede deducirse de $r(\dot{V}_a, \nu)$, el grado de correlación entre \dot{V}_a y ν está lejos de cero, por lo que las magnitudes de entrada pueden suponerse correlacionadas y por tanto se empleará la expresión (3.25) para el cálculo de la incertidumbre combinada.

Antes de calcular la varianza combinada de la expresión del número de Reynolds, es necesario obtener primero los coeficientes de sensibilidad

$$c_1 \equiv \frac{\partial Re}{\partial \dot{V}_a} = \frac{1}{900\pi D\nu}$$

$$c_2 \equiv \frac{\partial Re}{\partial D} = -\frac{\dot{V}_a}{900\pi D^2\nu}$$

$$c_3 \equiv \frac{\partial Re}{\partial \nu} = -\frac{\dot{V}_a}{900\pi D\nu^2}$$

A continuación puede ya escribirse la expresión de la varianza combinada con todos sus términos

$$u_c^2(Re) = \left[\frac{\partial Re}{\partial \dot{V}_a} \right]^2 u^2(\dot{V}_a) + \left[\frac{\partial Re}{\partial D} \right]^2 u^2(D) + \left[\frac{\partial Re}{\partial \nu} \right]^2 u^2(\nu) + 2 \frac{\partial Re}{\partial \dot{V}_a} \frac{\partial Re}{\partial \nu} u(\dot{V}_a, \nu)$$

$$u_c^2(Re) = \left[\frac{1}{900\pi D\nu} \right]^2 2,29 \cdot 10^{-3} + \left[-\frac{\dot{V}_a}{900\pi D^2\nu} \right]^2 4,16 \cdot 10^{-10} + \left[-\frac{\dot{V}_a}{900\pi D\nu^2} \right]^2 5,5225$$

$$\cdot 10^{-14} + 2 \left(\frac{1}{900\pi D\nu} \right) \left(-\frac{\dot{V}_a}{900\pi D\nu^2} \right) (4,01214 \cdot 10^{-9})$$

$$u_c^2(Re) = 5849,73 = 5850$$

aplicando la raíz cuadrada al resultado anterior obtenemos la incertidumbre combinada de la expresión del número de Reynolds

$$u_c(Re) = 76,48 = 77$$

Al tratarse el número de Reynolds de un número adimensional tanto la varianza como la incertidumbre combinadas carecen de unidades.

3.3.9 Factor de fricción

Análogamente a como se ha trabajado con la expresión para el número de Reynolds se operará a continuación con la expresión para el factor de fricción. En primer lugar se presentará la correlación empleada para su cálculo, se analizarán los diferentes términos de entrada y se calcularán las varianzas e incertidumbres para aquellos que no sean conocidos ya, se comprobará la dependencia o no de las magnitudes de entrada, y finalmente se calcularán su varianza e incertidumbre típica combinada mediante la ley general de propagación de la incertidumbre.

El factor de fricción de Fanning ha sido calculado empleando la siguiente correlación:

$$f = \frac{\Delta PD^5 \pi^2}{32 l_p \dot{V}_a^2 \rho_a} \quad (3.28)$$

como el registro del caudal se realizó en m^3/h la expresión tras el cambio de unidades al SI quedaría en realidad como sigue

$$f = \frac{4,05 \cdot 10^5 \Delta PD^5 \pi^2}{l_p \dot{V}_a^2 \rho_a} \quad (3.29)$$

De las magnitudes de entrada son conocidas ya las varianzas e incertidumbres de la presión, ver 3.3.2, el diámetro interior del tubo, ver 3.3.8, y el caudal volumétrico del aire, ver 3.3.7, restando únicamente por conocer la varianza y la incertidumbre para la distancia entre las sondas de presión l_p y para la densidad del aire ρ_a .

La distancia entre las sondas de presión se midió en metros con una precisión de 1 mm, esto es, 0,001 m. El apunte se realizó de manera visual, por lo que se le supone una distribución triangular de probabilidad, por tanto aplicando las expresiones (3.14) y (3.15) obtendríamos una varianza y una incertidumbre de:

$$u^2(l_p) = \frac{(0,001)^2}{24} = 4,1\hat{6} \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$$

$$u(l_p) = \frac{0,001}{\sqrt{24}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

La densidad del aire se calculó empleando la expresión de la ecuación de estado para los gases ideales:

$$\rho_a = \frac{P_{room}}{(T_{sal} + 273,15)R} \quad (3.30)$$

Teniendo en cuenta que la presión de la habitación se introdujo en hPa y que el valor de la constante universal de los gases ideales es 287,05 J/kgK , la expresión (3.30) puede ser rescrita como:

$$\rho_a = 0,34837 \frac{P_{room}}{T_{sal} + 273,15} \quad (3.31)$$

Al ser obtenida la densidad de manera indirecta será necesario calcular la incertidumbre típica combinada y la varianza combinada, ya que esta dependerá de las incertidumbres de la presión en la habitación y de la temperatura del aire a la salida. Por tanto aplicando (3.19) a la expresión (3.31) queda:

$$u_c^2(\rho_a) = \left[\frac{\partial \rho_a}{\partial P_{room}} \right]^2 u^2(P_{room}) + \left[\frac{\partial \rho_a}{\partial T_{sal}} \right]^2 u^2(T_{sal})$$

$$u_c^2(\rho_a) = \left[\frac{0,34837}{T_{sal} + 273,15} \right]^2 8,3 \cdot 10^{-4} + \left[-\frac{0,34837 P_{room}}{(T_{sal} + 273,15)^2} \right]^2 6,25$$

y operando

$$u_c^2(\rho_a) = 7,966 \cdot 10^{-5} = 8 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)^2$$

$$u_c(\rho_a) = 0,008925 = 9 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m^3}$$

Si se realiza el mismo proceso pero tomando la presión en Torr y teniendo en cuenta que el cambio para pasar de Torr a Pa es

$$X(Torr) \times \frac{101325}{760} = Y(Pa)$$

la expresión (3.31) tendría el siguiente aspecto:

$$\rho_a = 0,46446 \frac{P_{room}}{T_{sal} + 273,15} \quad (3.32)$$

Y aplicando (3.19) a (3.32) se obtendría:

$$u_c^2(\rho_a) = \left[\frac{0,46446}{T_{sal} + 273,15} \right]^2 0,12 + \left[-\frac{0,46446 P_{room}}{(T_{sal} + 273,15)^2} \right]^2 6,25$$

nótese que han cambiado únicamente las constantes y la varianza de la presión. Operando obtenemos la varianza y la incertidumbre:

$$u_c^2(\rho_a) = 7,977 \cdot 10^{-5} = 8 \cdot 10^{-5} \left(\frac{kg}{m^3} \right)^2$$

$$u_c(\rho_a) = 0,008931 = 9 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m^3}$$

Comparándolos con los obtenidos anteriormente se puede ver que estos valores son ligeramente inferiores, así que a la hora de sustituir la varianza de la estimación de la medida de la densidad en la expresión de la varianza combinada de la correlación para la obtención del factor de fricción de Fanning se elegirán los valores de la varianza obtenidos cuando la presión se introduce en hPa.

Observando las magnitudes de entrada se puede comprobar que tanto el caudal volumétrico de aire como la densidad dependen de la temperatura a la salida y de la presión dentro del laboratorio, por tanto mediante la expresión (3.27) se calculará la covarianza estimada para ambos términos para posteriormente sustituirla en la expresión (3.26) del coeficiente de correlación estimado, que nos permitirá conocer el grado de correlación. En función de los resultados obtenidos se empleará la expresión (3.19) o la (3.25) para el cálculo de la incertidumbre combinada extendida.

La covarianza estimada para el caudal \dot{V}_a y la densidad ρ_a

$$u(\dot{V}_a, \rho_a) = \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial T_{sal}} \frac{\partial \rho_a}{\partial T_{sal}} u^2(T_{sal}) + \frac{\partial \dot{V}_a}{\partial P_{room}} \frac{\partial \rho_a}{\partial P_{room}} u^2(P_{room})$$

$$u(\dot{V}_a, \rho_a) = \frac{0,805067 \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{P_{room}(T_{sal} + 273,15)}} \times \left(-\frac{0,46446 P_{room}}{(T_{sal} + 273,15)^2} \right) \times 6,25$$

$$+ \left(-\frac{0,805067 \dot{Q}_{rot} (T_{sal} + 273,15)}{\sqrt{P_{room}^3 (T_{sal} + 273,15)}} \right) \times \frac{0,46446}{T_{sal} + 273,15} \times 0,12$$

$$u(\dot{V}_a, \rho_a) = -0,000382 = -4 \cdot 10^{-4}$$

Si se realizan los cálculos introduciendo los datos de la presión en hPa, quedaría la expresión como sigue:

$$u(\dot{V}_a, \rho_a) = \frac{0,929573 \dot{Q}_{rot}}{\sqrt{P_{room}(T_{sal} + 273,15)}} \times \left(-\frac{0,34837 P_{room}}{(T_{sal} + 273,15)^2} \right) \times 6,25$$

$$+ \left(-\frac{0,929573 \dot{Q}_{rot} (T_{sal} + 273,15)}{\sqrt{P_{room}^3 (T_{sal} + 273,15)}} \right) \times \frac{0,34837}{T_{sal} + 273,15} \times 8, \hat{3} \cdot 10^{-4}$$

$$u(\dot{V}_a, \rho_a) = -0,000381 = -4 \cdot 10^{-4}$$

Se puede observar que el valor de la covarianza estimada es mayor en el primer caso, por lo que será éste el empleado en el cálculo del coeficiente de correlación estimado:

$$r(\dot{V}_a, \rho_a) = \frac{u(\dot{V}_a, \rho_a)}{u(\dot{V}_a)u(\rho_a)} = -0,89421705 = -0,89$$

De aquí se deduce que no pueden ser tratadas como variables independientes, por lo que habrá que emplear la expresión (3.25) para el cálculo de la covarianza combinada.

Una vez conocidas todas las varianzas e incertidumbres de las magnitudes de entrada de la expresión empleada para el cálculo del factor de fricción de Fanning se pueden calcular su varianza e incertidumbres combinadas. Se calculan en primer lugar los distintos coeficientes de sensibilidad,

$$c_1 \equiv \frac{\partial f}{\partial \Delta P} = 4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{D^5}{l_p \rho_a \dot{V}_a^2}$$

$$c_2 \equiv \frac{\partial f}{\partial D} = 2,025 \cdot 10^6 \pi^2 \frac{\Delta P D^4}{l_p \rho_a \dot{V}_a^2}$$

$$c_3 \equiv \frac{\partial f}{\partial l_p} = -4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p^2 \rho_a \dot{V}_a^2}$$

$$c_4 \equiv \frac{\partial f}{\partial \rho_a} = -4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p \rho_a^2 \dot{V}_a^2}$$

$$c_5 \equiv \frac{\partial f}{\partial \dot{V}_a} = -8,1 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p \rho_a \dot{V}_a^3}$$

A continuación puede ya escribirse la expresión de la varianza combinada con todos sus términos

$$u_c^2(f) = \left[\frac{\partial f}{\partial \Delta P} \right]^2 u^2(\Delta P) + \left[\frac{\partial f}{\partial D} \right]^2 u^2(D) + \left[\frac{\partial f}{\partial l_p} \right]^2 u^2(l_p) + \left[\frac{\partial f}{\partial \rho_a} \right]^2 u^2(\rho_a) + \left[\frac{\partial f}{\partial \dot{V}_a} \right]^2 u^2(\dot{V}_a) \\ + 2 \frac{\partial f}{\partial \dot{V}_a} \frac{\partial f}{\partial \rho_a} u(\dot{V}_a, \rho_a)$$

sustituyendo

$$u_c^2(f) = \left[4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{D^5}{l_p \rho_a \dot{V}_a^2} \right]^2 8, \hat{3} \cdot 10^{-6} + \left[2,025 \cdot 10^6 \pi^2 \frac{\Delta P D^4}{l_p \rho_a \dot{V}_a^2} \right]^2 4,1 \hat{6} \cdot 10^{-10} \\ + \left[-4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p^2 \rho_a \dot{V}_a^2} \right]^2 4,1 \hat{6} \cdot 10^{-8} + \left[-4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p \rho_a^2 \dot{V}_a^2} \right]^2 8 \cdot 10^{-5} \\ + \left[-8,1 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p \rho_a \dot{V}_a^3} \right]^2 0,002 \\ + 2 \left(-8,1 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p \rho_a \dot{V}_a^3} \right) \left(-4,05 \cdot 10^5 \pi^2 \frac{\Delta P D^5}{l_p \rho_a^2 \dot{V}_a^2} \right) (-4 \cdot 10^{-4})$$

y operando:

$$u_c^2(f) = 1,23523 \cdot 10^{-8} = 1,2 \cdot 10^{-8}$$

$$u_c(f) = 0,00011114 = 1 \cdot 10^{-4}$$

Cabe destacar que para el cálculo de las diferentes incertidumbres y varianzas combinadas se optó por adoptar un valor medio característico de medida.

3.3.10 Tabla resumen incertidumbres

En la [Tabla 3.13](#) pueden leerse los datos de las incertidumbres de aparatos y medidas. Las incertidumbres están en las mismas unidades que la magnitud medida y las incertidumbres relativas aparecen en tantos por ciento.

Aparato		Incertidumbre		Observaciones
Caudalímetro [g/min]	\dot{m}	u	u_r	Calculada a partir de información del fabricante para un intervalo de confianza del 95%
	345	0,5	0,13	
	500	0,5	0,10	
	1000	0,8	0,08	
	1400	1,1	0,08	
Manómetro diferencial digital [Pa]	Todo el rango	u		Calculada a partir de la resolución del aparato, usando distribución rectangular de probabilidad
		3×10^{-3}		
	\dot{m}	u	u_r	Calculado tomando como referencia el manómetro de tubo inclinado
	0	0,9	2,2	
	345	0,4	1,8	
	500	0,4	2,4	
	1000	0,5	2,7	
	1400	0,5	2,9	
total	0,7	2,4		
Manómetro de tubo inclinado [Pa]	f_e	u		Calculado a partir de la resolución del aparato, usando distribución triangular de probabilidad
	1:2	0,2		
	1:5	0,08		
	1:10	0,04		
Sondas de temperatura [°C]	Pt100	0,6		Calculada a partir de las indicaciones de la normativa
	Termopar	2,5		
Barómetro de mercurio [Torr]		0,02		Calculado a partir de la resolución del aparato usando distribución triangular de probabilidad

Tabla 3.13 Tabla resumen de incertidumbres de aparatos y medidas (1)

Aparato		Incertidumbre	Observaciones
Presión de la habitación	Torr	0,35	Calculando la propagación de incertidumbres
	hPa	0,03	Calculado a partir de la resolución del aparato, usando distribución rectangular de probabilidad
Rotámetro [m ³ /h]		0,02	Calculado a partir de la resolución del aparato usando distribución triangular de probabilidad
Caudal volumétrico de agua [m ³ /h]		0,05	Calculando la propagación de incertidumbres

Tabla 3.14 Tabla resumen de incertidumbres de aparatos y medidas (2)

Y en la [Tabla 3.14](#) pueden leerse las varianzas e incertidumbres de los números adimensionales empleados, i. e., el número de Reynolds y la correlación empleada para el cálculo del factor de fricción de Fanning, así como de la densidad, variable intermedia empleada necesaria para el cálculo del factor de fricción.

Expresión	Varianza	Incertidumbre
$Re = \frac{4\dot{V}_a}{\pi D v}$	$u^2(Re) = 5850$	$u(Re) = 77$
$f = \frac{\Delta P D^5 \pi^2}{32 l_p \dot{V}_a^2 \rho_a}$	$u^2(f) = 1,23523 \cdot 10^{-8}$	$u(f) = 1 \cdot 10^{-4}$
$\rho_a = \frac{P_{room}}{(T_{sal} + 273,15)R}$	$u_c^2(\rho_a) = 8 \cdot 10^{-5} \left(\frac{kg}{m^3}\right)^2$	$u_c(\rho_a) = 9 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{m^3}$

Tabla 3.15 Tabla resumen de varianzas e incertidumbres para los números adimensionales y densidad

3.4 PROBLEMAS

En este apartado se listan los diferentes problemas surgidos durante la realización del proyecto, las soluciones que se adoptaron, así como sugerencias derivadas de la experiencia con el fin de facilitar su repetitividad o continuación en el futuro.

- En una de las tomas iniciales el etanol del manómetro de tubo inclinado se desbordó alcanzando los manguitos de silicona que lo conectaban con los extremos del tubo principal. Se intentó evaporar el etanol calentando los manguitos con un secador, pero conforme se iba eliminando resultaba más difícil localizar el etanol restante, además el calor afectó a la integridad de los tubos de silicona por lo que se optó finalmente por llevar a cabo la sustitución de los mismos. También se rellenó el manómetro de tubo inclinado con etanol y se calibró. Toda medición previa fue desechada. Para evitar este problema en lo sucesivo se prestó especial atención a la inclinación del manómetro de tubo inclinado antes de encender el sistema de aspiración.
- No se puede asegurar la completa verticalidad del rotámetro ya que el montaje se realizó de manera manual, para futuras mediciones se aconseja el uso de otro tipo de caudalímetro.
- La apertura y cierre de la puerta del laboratorio o el movimiento brusco en las proximidades del equipo afectaba a la lectura de la presión mostrando picos en los registros, incluso la apertura de la puerta de acceso del instituto al final del pasillo exterior era perceptible por los sensores; este hecho era mayor cuanto mayor fuera la temperatura de la habitación. En el caso de que se hubiera registrado un pico durante el tiempo de grabación del programa DASYLab, era necesario repetir la medida. También se ponía especial cuidado a la hora de moverse cerca de los sensores.
- Debido a la antigüedad del equipo informático en ocasiones se quedaba colgado teniendo que repetirse las mediciones correspondientes.
- La instalación era compartida con otros estudiantes que también realizaban prácticas en la misma instalación empleando agua de la red general de abastecimiento del edificio y pudiendo realizar pequeñas modificaciones en la configuración del equipo. Siempre tras el empleo del agua de la red del edificio se trataba de limpiar en la medida de lo posible las impurezas que hubieran podido quedar tanto en el tubo principal como en la plancha protectora y en los muelles empleados.
- Se realizaron cambios en la configuración de la instalación que pudieron afectar en alguna medida a la comparación de datos previos al cambio con datos posteriores, por ejemplo modificaciones en la concentricidad del disco superior para lograr una mejor distribución del agua a la entrada del tubo asegurando el flujo anular a la entrada y cambios en las posiciones de las sondas.
- Los muelles empleados estaban fabricados en su mayoría con aluminio, material dúctil y maleable, lo que facilitaba la colocación/extracción del tubo principal pero no aseguraba un paso de rosca constante ni un diámetro externo fijo que permitiera el contacto continuo del muelle con la cara interna del tubo a lo largo de toda su extensión.

- Para determinados caudales y según que muelles, el flujo de agua impactaba en las sondas de presión debido a las terminaciones de estos en forma de aro para facilitar su colocación/extracción.
- La puesta y retirada de los muelles era complicada especialmente para el número 1 fabricado en acero que hacía peligrar la integridad del tubo de vidrio. Estos problemas se podrían solucionar con un nuevo diseño, un material distinto de los muelles o del tubo o ideando un método de colocación y desmontaje mejor.
- Para las mediciones realizadas con la temperatura del agua ajustada a 40 y 60° C el vapor casi saturado se condensa en el flotador del rotámetro falseando la medida.
- La temperatura de la habitación aumentaba con la temperatura del agua, con la presencia de personas en la habitación y con el funcionamiento de las computadoras y equipos, por lo tanto no hay condiciones experimentales constantes.
- Otro de los factores que afectaba a la variación de las condiciones ambientales dentro del laboratorio era el hecho de que una de las ventanas no estaba completamente cerrada ya que la aspiradora se situaba en el exterior del edificio durante las mediciones para amortiguar el sonido y el cable se conectaba en el laboratorio a través de la ventana entreabierta.
- La primera mitad de los datos se realizó sin tomar nota de la presión dentro de la habitación, ya que no se previó la necesidad de tener que realizar un ajuste para la lectura del rotámetro. Lo que provocó que se tuviera que recurrir a posteriori a las tomas de presión de una estación meteorológica externa cercana y realizar una compensación para simular la presión dentro de la habitación. Este problema requiere de una explicación más detallada ([Anexo A](#)). Una correcta planificación del proyecto habría evitado este trabajo.

4. Experimentos y resultados

Una vez obtenidos los resultados en el banco de ensayos descrito con anterioridad, se procede a su tratamiento e interpretación. En este capítulo se presentan los datos numéricos recogidos ya procesados en diferentes gráficas permitiendo así una fácil comparación entre diferentes configuraciones del banco de ensayos y otras investigaciones encontradas en la literatura abierta especializada. En base a estas comparaciones se analizarán los resultados logrados permitiendo determinar cómo influyen las diferentes temperaturas y caudales junto con la longitud de paso en la pérdida de presión.

Los datos recogidos se han separado en dos grupos, las mediciones sin agua, en las que se emplea como único fluido de trabajo aire y medidas con agua en las que se da un flujo anular bifásico en contracorriente.

4.1 PROCESADO DE RESULTADOS

A continuación se detalla la metodología de procesado de los datos experimentales obtenidos a partir de los ensayos realizados. Los datos de partida son:

- Las temperaturas en diferentes puntos de la instalación, para más detalle ver [Tabla 3.1](#).
- El caudal volumétrico de aire.
- El gasto másico de agua.
- El valor del número de Reynolds para el flujo de agua.
- La diferencia de presiones estáticas entre la entrada y la salida del tubo.
- La presión dentro de la habitación.

Tras la recogida de los datos se realizaron las correcciones necesarias para su tratamiento, i.e., se corrigió la lectura del rotámetro teniendo en cuenta las condiciones de trabajo como se explica en el apartado [3.1.3](#), se corrigió también la lectura del barómetro vertical de mercurio con la temperatura de la habitación empleando la expresión [\(3.16\)](#) y para la parte del proyecto en la que no se tuvo la lectura directa de la presión de la habitación necesaria para la corrección del rotámetro se realizó una estimación como se detalla en el [Anexo A](#).

En primer lugar, los experimentos se llevaron a cabo sin ningún tipo de elemento insertado y utilizando aire, para confirmar su concordancia con los datos teóricos arrojados por las correlaciones encontradas en la literatura.

En la primera parte del PFC en la que se trabajaba solo con aire, ver 4.2, el fluido de trabajo llena la totalidad del tubo y no interviene un segundo fluido. Esta configuración similar a la hallada en estudios previos permitió realizar una comparación con los encontrados en la literatura revisada en el apartado 2.4, tanto para el caso de tubo liso como de tubo con accesorio.

El factor de fricción, f puede ser calculado en función del caudal volumétrico de aire y de las pérdidas de presión según la expresión (3.28). La densidad se evaluó según la ecuación de estado para los gases ideales (3.30) a la temperatura del aire a la salida tras atravesar el rotámetro (T_2) y a la presión de la habitación.

Para poder realizar una comparación con las diferentes correlaciones halladas en artículos anteriores y con la expresión del factor de fricción para tubo liso, se representó el factor de fricción frente al número de Reynolds. El número de Reynolds para el caudal de aire se calculó según la expresión (3.23) la viscosidad cinemática se evaluó también a la temperatura de salida del aire (T_2), pero mediante interpolación, dando lugar a la expresión polinómica mostrada en 3.3.8.

En la segunda parte, ver 4.3, la configuración de la instalación corresponde a la de un flujo anular bifásico en contracorriente en tubo inclinado con accesorios. Debido a que no había instrumentación para medir el espesor de película no se podía conocer con exactitud el factor de fricción con la expresión (3.28) antes mencionada, ni con ninguna otra. Esta ausencia de datos impide llevar a cabo una comparación fiable con otros estudios anteriores y sólo se pudieron cuantificar las pérdidas de presión entre las diferentes configuraciones del banco de trabajo, es decir, entre datos únicos de este proyecto. En esta parte las gráficas principales con las que se trabaja presentan las pérdidas de presión en Pa recogidas por el manómetro diferencial digital frente a la evolución del caudal volumétrico del aire en m^3/h , medido con el rotámetro, tras las correcciones indicadas al comienzo de este apartado.

Cada gráfica se acompaña con su análoga representando la evolución del factor de fricción frente al número de Reynolds suponiendo un espesor de película nulo, es decir, se introduce en la expresión (3.28) como valor del diámetro el del diámetro interior del tubo.

Para poder comparar unos datos con otros estos se pasaron a gráficas, y a partir de las líneas de tendencia y de sus ecuaciones se pudo cuantificar las diferencias entre los distintos casos.

Para completar el procesado de los resultados también se realizó un estudio sobre la estimación de la incertidumbre de las medidas, mostrado en el apartado 3.3.

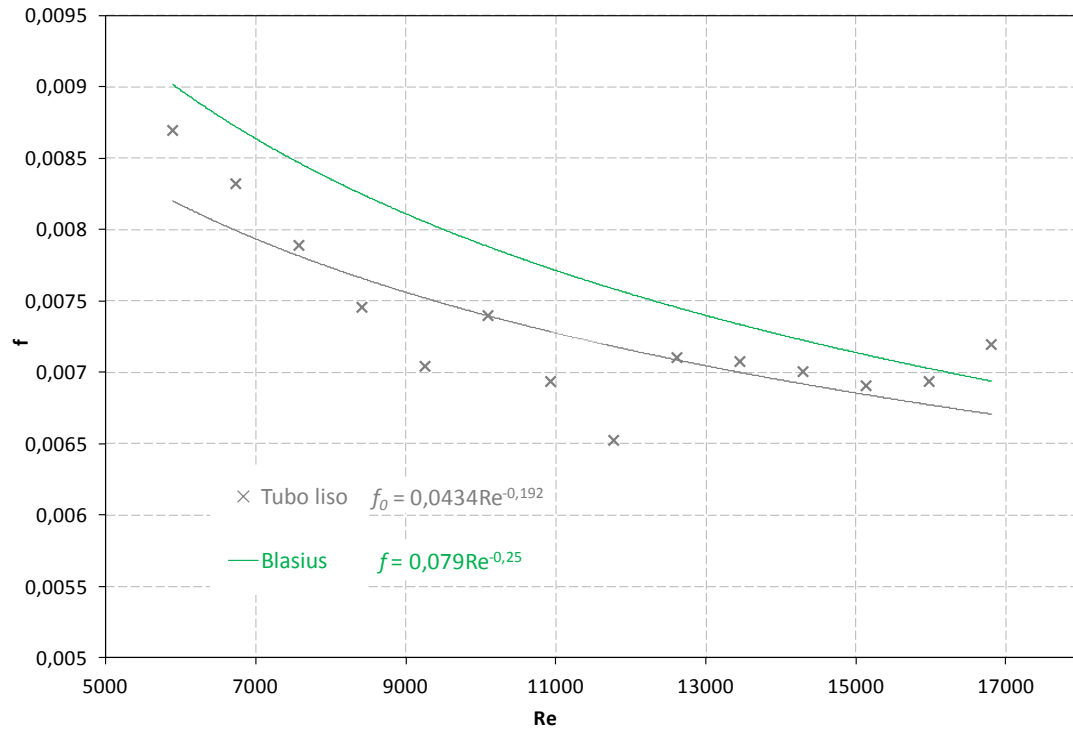
4.2 MEDICIONES SIN AGUA

A continuación se recoge el conjunto de datos en los que únicamente se trabajó con aire como fluido de trabajo. Los datos se presentan en gráficas en las que se muestran la evolución del factor de fricción de Fanning frente al número de Reynolds (f vs Re) abarcando un rango para el número de Reynolds medido entre 5500 y 17000.

4.2.1 Validación del experimento. Flujo monofásico de aire en tubo liso sin elementos insertados

En primer lugar el sistema se probó en el caso de tubo vacío para confirmar la exactitud. La validación de la configuración experimental se realizó mediante la comparación de los resultados del factor de fricción para tubo liso con los predichos por la conocida correlación de Blasius para el factor de fricción de Fanning para flujo turbulento:

$$f = 0,079Re^{-0,25} \quad (4.1)$$



Gráfica 4.1 Validación del factor de fricción con el número de Reynolds para tubo liso

Los datos obtenidos en el banco de ensayos para tubo vacío se aproximan a la expresión

$$f_0 = 0,0434Re^{-0,192} \tag{4.2}$$

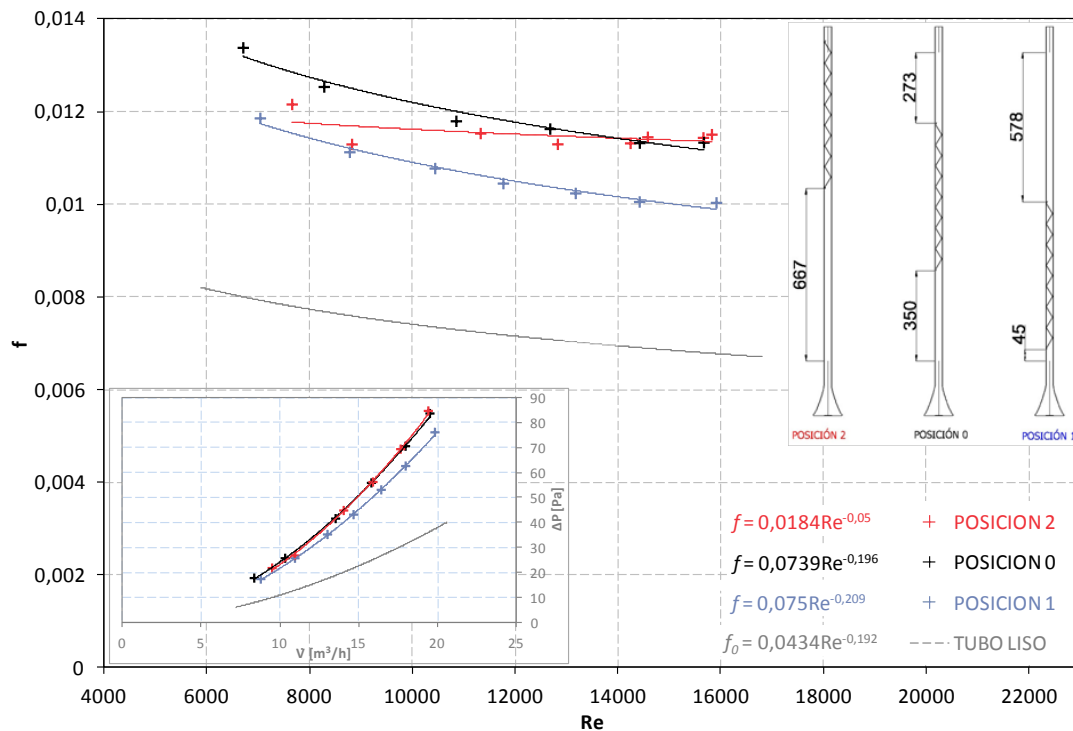
Aplicando la expresión para el error cuadrático medio (4.3) a las dos ecuaciones para el factor de fricción, (4.1) y (4.2), se obtiene un error de aproximadamente un 6%. Es un error aceptable, aunque mayor que la incertidumbre en el cálculo del factor de fricción, por lo que se debe tener en cuenta a la hora de analizar los datos con agua y elementos insertados.

$$E_m = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{f_2 - f_1}{f_2} \right)^2} \tag{4.3}$$

4.2.2 Diferentes posiciones para un solo accesorio helicoidal

En primer lugar se estudió como influye la posición del accesorio helicoidal respecto del tubo en la pérdida del factor de fricción.

Para ello se definieron tres posiciones bien diferenciadas, una posición central denominada Posición 0 y dos posiciones más en la zona inferior y superior del tubo con las marcas Posición 1 y Posición 2 respectivamente. El accesorio empleado para las mediciones fue el muelle 1 con un paso de 80 mm, un diámetro exterior de 28 mm, un espesor de alambre de 2 mm y una longitud de 570 mm. La longitud total del tubo es de 1500 mm.



Gráfica 4.2 Factor de fricción según la posición del accesorio

En la [gráfica 4.2](#) puede verse en el plano principal la evolución del factor de fricción frente al número de Reynolds junto a las expresiones asociadas a cada línea de tendencia, un pequeño esquema con las tres posiciones adoptadas y sus distancias a los puntos de medición de las sondas de presión estática, y en la esquina inferior izquierda la correspondiente gráfica de la evolución de la pérdida de presión frente al caudal volumétrico del flujo de aire.

A continuación en la [Tabla 4.1](#) se recogen la diferencias entre las curvas de tubo liso y las curvas para las distintas posiciones empleando la expresión del error cuadrático medio (4.3).

TL → Pos 1	47,58%
TL → Pos 0	64,07%
TL → Pos 2	59,14%

Tabla 4.1 Incremento del factor de fricción para la [Gráfica 4.2](#) según la posición del accesorio respecto de tubo liso

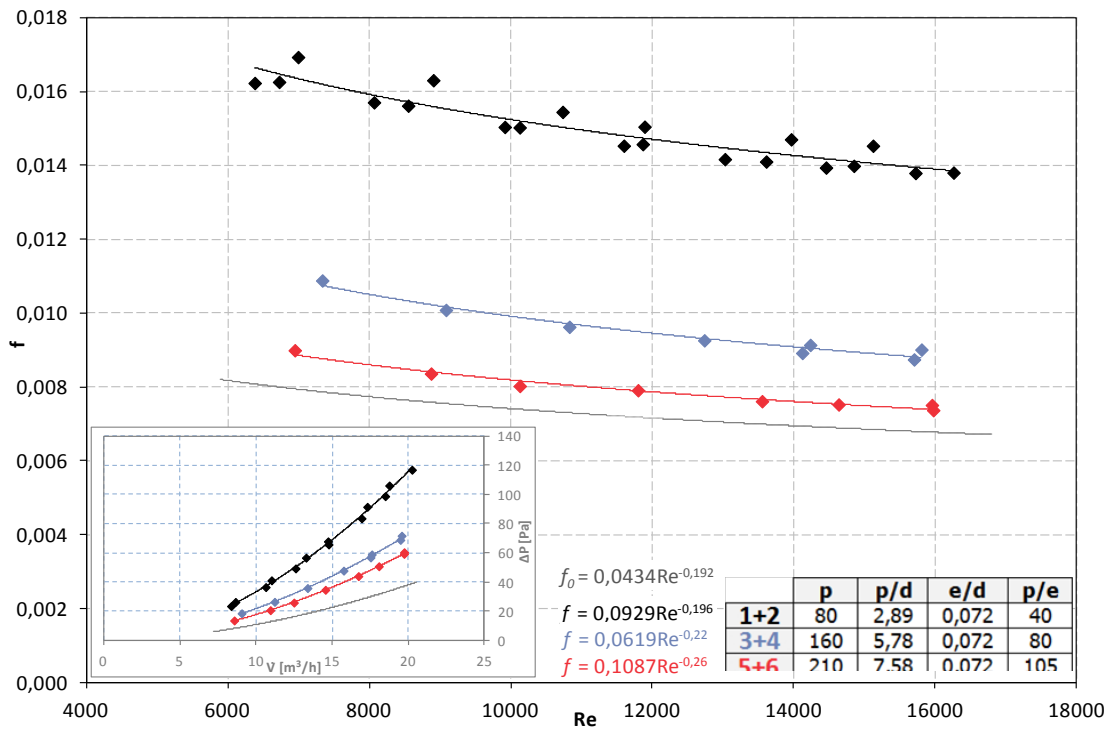
Nótese que la Posición 2 en su extremo más elevado sobrepasa en 44 mm la posición de la sonda superior de presión estática. Este hecho acortaba virtualmente la longitud del muelle, así que para poder compararlo con las medidas de las otras dos posiciones se estimó la pérdida de presión mediante regla de tres. Esto explicaría también que la línea de tendencia asociada a los puntos de estos registros tuviera una inclinación marcadamente diferente a la de las otras dos posiciones ya que la sonda se encontraba inmersa dentro de las limitaciones del muelle.

En este caso debido a la posición 2 no se puede afirmar que la posición del accesorio influya en la pérdida de presión. Para poder sacar conclusiones sobre cómo evoluciona la pérdida de presión en función de la posición sería necesario repetir las mediciones y se recomienda aumentar el número de medidas cubriendo la longitud total del tubo en posiciones equidistantes, otra alternativa podría ser el empleo de otra instalación que permitiera registrar la presión a lo largo del tubo.

4.2.3 Pérdidas de coeficiente de fricción para los diferentes accesorios helicoidales sin accesorio recto

A continuación se muestra la variación del factor de fricción con el número de Reynolds correspondiente al flujo de aire según las tres longitudes de paso y se cuantifica la diferencia respecto de los datos para tubo liso.

En la [Gráfica 4.3](#) puede verse la evolución del factor de fricción según la longitud de paso empleado, acompañado de una tabla con los parámetros geométricos para cada par de accesorios.



Gráfica 4.3 Factor de fricción según paso adimensional

En la siguiente tabla se recoge el incremento en el factor de fricción respecto de los datos para tubo liso en tanto por ciento.

TL → 7,58	10,02%
TL → 5,78	33,33%
TL → 2,89	106,25%

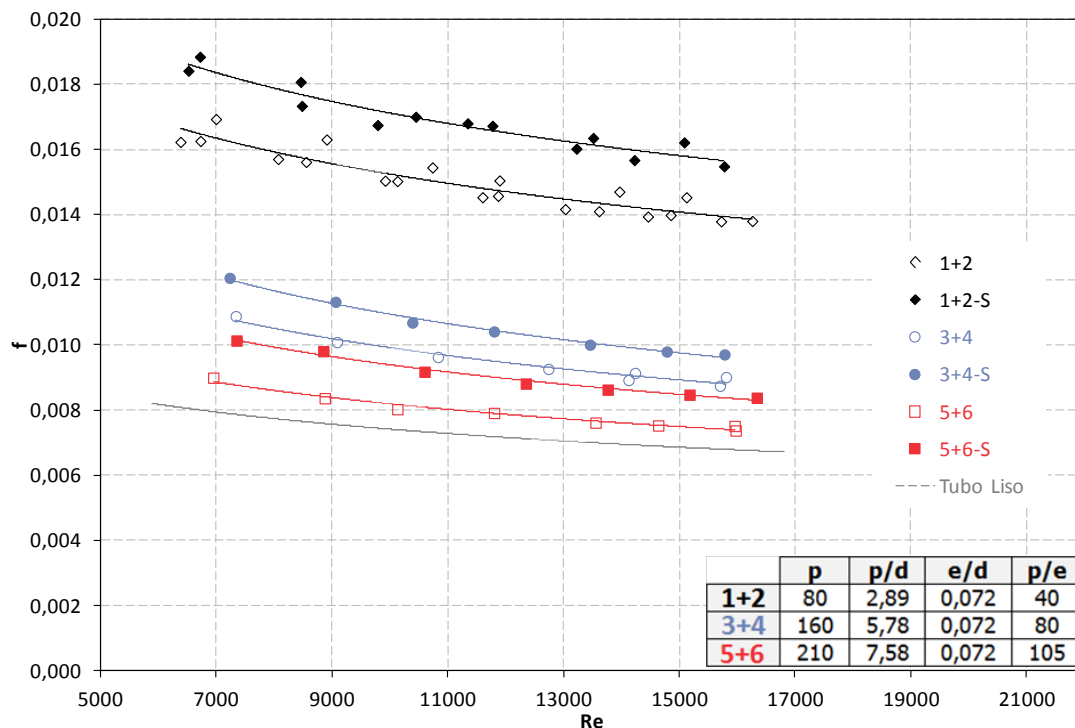
Tabla 4.2 Incremento del factor de fricción para la [Gráfica 4.3](#) según la longitud de paso

Claramente se advierte que una disminución en la longitud de paso se corresponde con un aumento en el factor de fricción como era de esperar, ya que una disminución en la longitud del paso implica mayor longitud de cable dentro del tubo y por tanto mayor superficie de muelle en contacto con el flujo de aire, aumentando así las pérdidas por fricción. Las curvas discurren prácticamente paralelas a la de los valores para tubo liso. Y también se observa que los valores para el factor de fricción tienden a disminuir con el aumento de número de Reynolds.

4.2.4 Pérdidas de coeficiente de fricción para los diferentes accesorios helicoidales con inserción de un accesorio recto extra

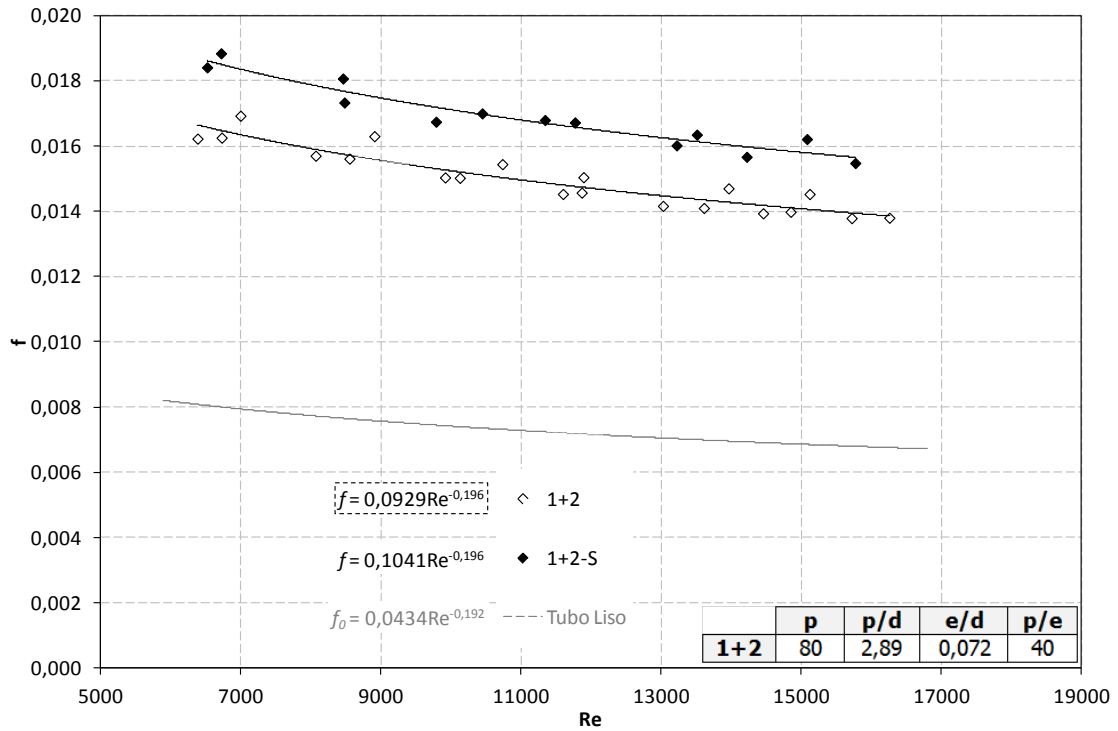
Como ya se comentó en el Capítulo 1 además del empleo de muelles para lograr un flujo anular cerrado se pensó también en dotar al sistema de diversos aspersores cada pocos metros para conseguir mojar la periferia del tubo. Por eso también se registró la pérdida de presión que ocasionaban los muelles junto con otros accesorios rectos que simulaban los tubos de dicha instalación.

En la Gráfica 4.4 se hace una comparativa entre ambos casos, la instalación solo con los muelles y la instalación con muelles y accesorios rectos. Estos accesorios rectos cubrían la longitud total del tubo y tenían un espesor de 2 mm. Los símbolos vacíos corresponden a la configuración con solo el muelle y los símbolos llenos a la configuración con muelle y accesorio recto marcados con la letra S en la leyenda (stick, barra en inglés). Además se ha empleado un color diferente según la longitud del paso.



Gráfica 4.4 Factor de fricción para los casos con y sin accesorio recto

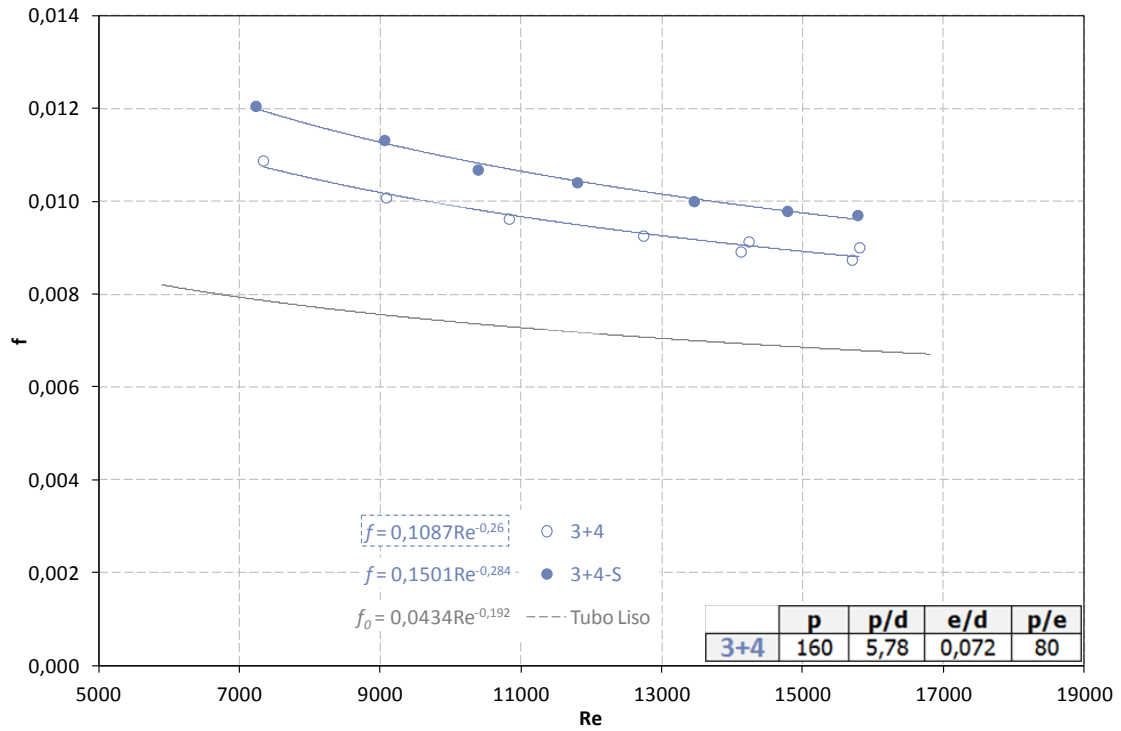
Más adelante se desglosa cada caso en una gráfica distinta para mayor claridad, se muestran las expresiones de las curvas que mejor se aproximan a los puntos y empleando la fórmula (4.3) se cuantifican las diferencias entre las dos situaciones y tubo liso. Cada gráfica está acompañada de una tabla en la que leer estas diferencias en tanto por ciento.



Gráfica 4.5 Factor de fricción para el muelle 1+2 con y sin accesorio recto

TL → 2,89	106,25%
TL → 2,89-S	131,11%
2,89 → 2,89-S	12,06%

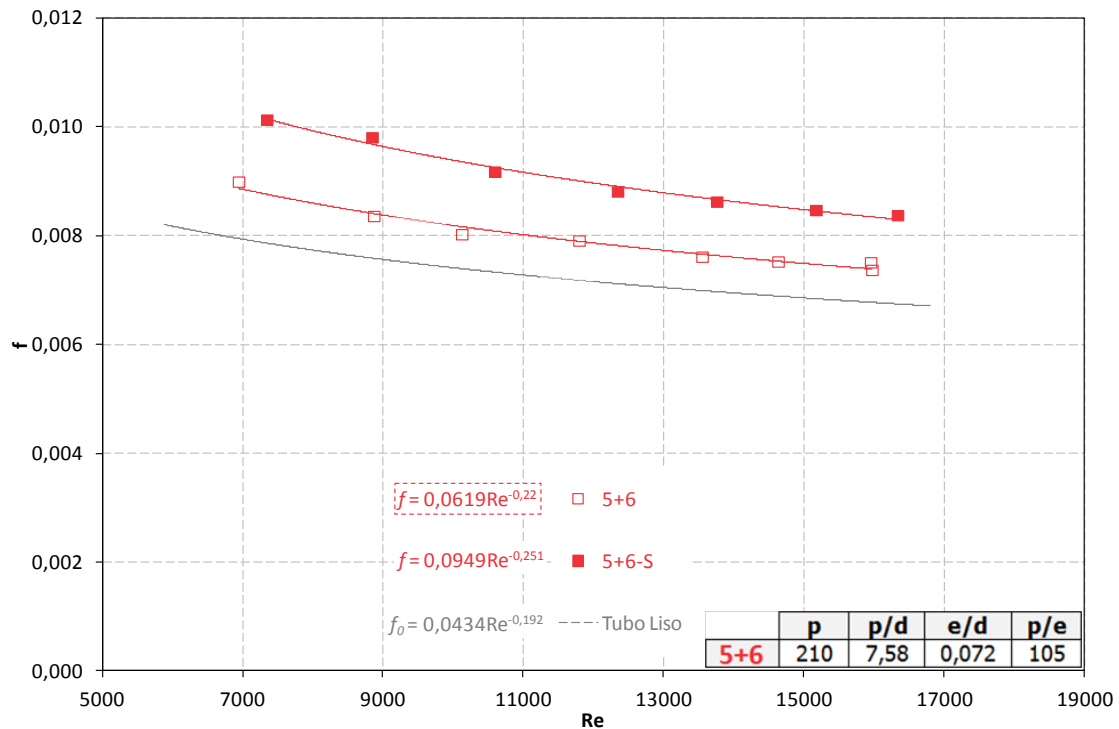
Tabla 4.3 Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.5



Gráfica 4.6 Factor de fricción para el muelle 3+4 con y sin accesorio recto

TL → 5,78	33,33%
TL → 5,78-S	47,41%
5,78 → 5,78-S	10,53%

Tabla 4.4 Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.6



Gráfica 4.7 Factor de fricción para el muelle 5+ 6 con y sin accesorio recto

TL → 7,58	10,02%
TL → 7,58-S	26,54%
7,58 → 7,58-S	15,00%

Tabla 4.5 Incremento del factor de fricción para la Gráfica 4.7

Como se observa en las gráficas anteriores, emplear un segundo accesorio en el sistema se penaliza con una mayor pérdida de presión, lo que conlleva un factor de fricción mayor. Esto se explica por el hecho de que el segundo accesorio introduce una mayor resistencia al flujo ascendente de aire lo que repercute de manera directa en una mayor fricción, ya que una mayor superficie de contacto genera mayor fricción, además un nuevo accesorio reduce la sección de paso acelerando el flujo y por lo tanto incrementando la diferencia de presión y también hay que tener en cuenta que la incorporación del segundo accesorio genera turbulencias nuevas. En base a todo esto cabría esperar que para una longitud de paso menor el incremento en el factor de fricción al introducir un segundo accesorio fuera menor ya que el incremento relativo en la longitud de alambre al usar los dos accesorios respecto de usar uno solo es menor. En la siguiente tabla, se ha recogido esta diferencia en los tres casos estudiados:

2,89 → 2,89-S	12,06%
5,78 → 5,78-S	10,53%
7,58 → 7,58-S	15,00%

Tabla 4.6 Incremento en el factor de fricción cuando se añade un segundo accesorio

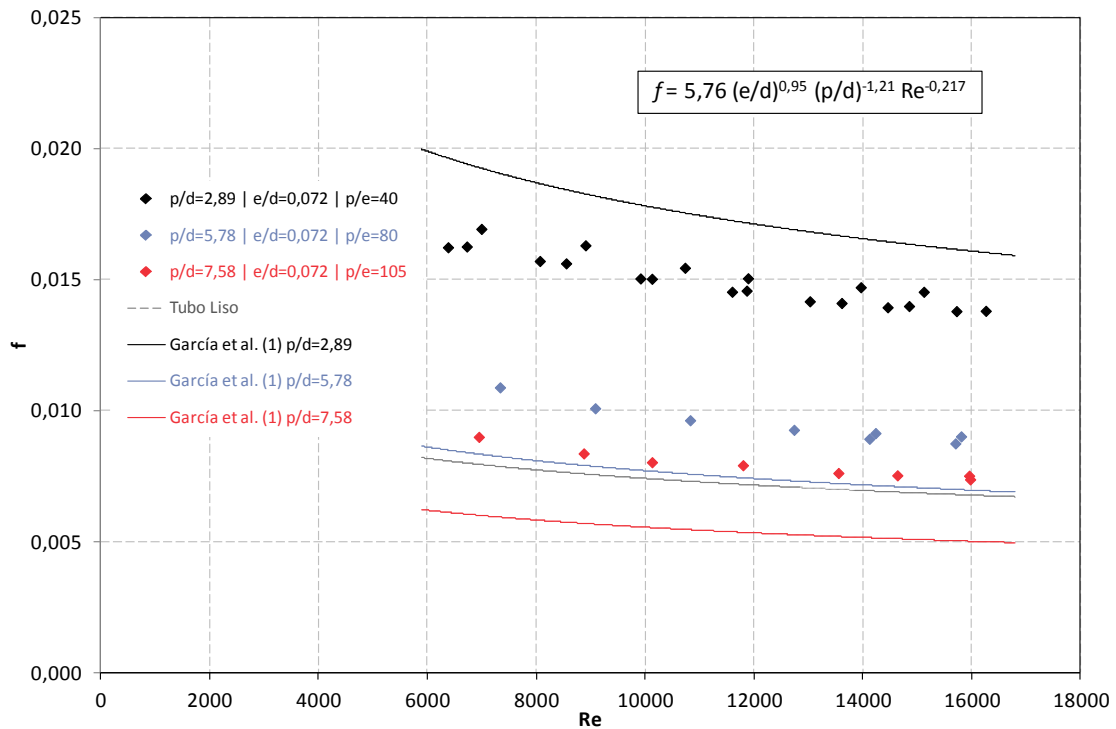
Contrariamente a como era de esperar el mínimo se da para el caso $p/d=5,78$ en lugar de para $p/d=2,89$. Esto podría ser debido a un error en la toma de medidas o a los cambios en los patrones de flujo, pero no se puede asegurar con los datos disponibles. Se recomienda en el futuro repetir las mediciones y aumentar el número de accesorios para cubrir mejor el rango de paso adimensional con el fin de trazar una línea continua que permita conocer cómo evoluciona el incremento relativo al usar un segundo accesorio y poder dilucidar si existe un mínimo entre 2,89 y 7,58 o se trata realmente de un error en la medida.

4.2.5 Comprobación de los resultados obtenidos con correlaciones de otros autores

Una vez conocidas las expresiones que mejor se ajustaban a los datos obtenidos para los casos en los que se trabajó sólo con aire, se recogen separadas por autores una serie de gráficas comparando las mediciones obtenidas en este proyecto con las líneas de tendencia teóricas resultado de aplicar las diferentes correlaciones vistas en el capítulo 2.4 a los parámetros geométricos de los tres muelles.

Cada gráfica muestra la variación del factor de fricción frente al número de Reynolds y está acompañada de una tabla en la que se cuantifica la concordancia entre los datos reales para cada muelle con su estimación según la correlación empleada.

Las siguientes dos gráficas recogen las correlaciones sugeridas por García et al. (2005) [5]. Los autores propusieron dos correlaciones, la primera (2.15) que puede verse en la Gráfica 4.8, está basada en el espesor adimensional, el paso adimensional y el número de Reynolds.



Gráfica 4.8 Correlación (2.15) de García et al.

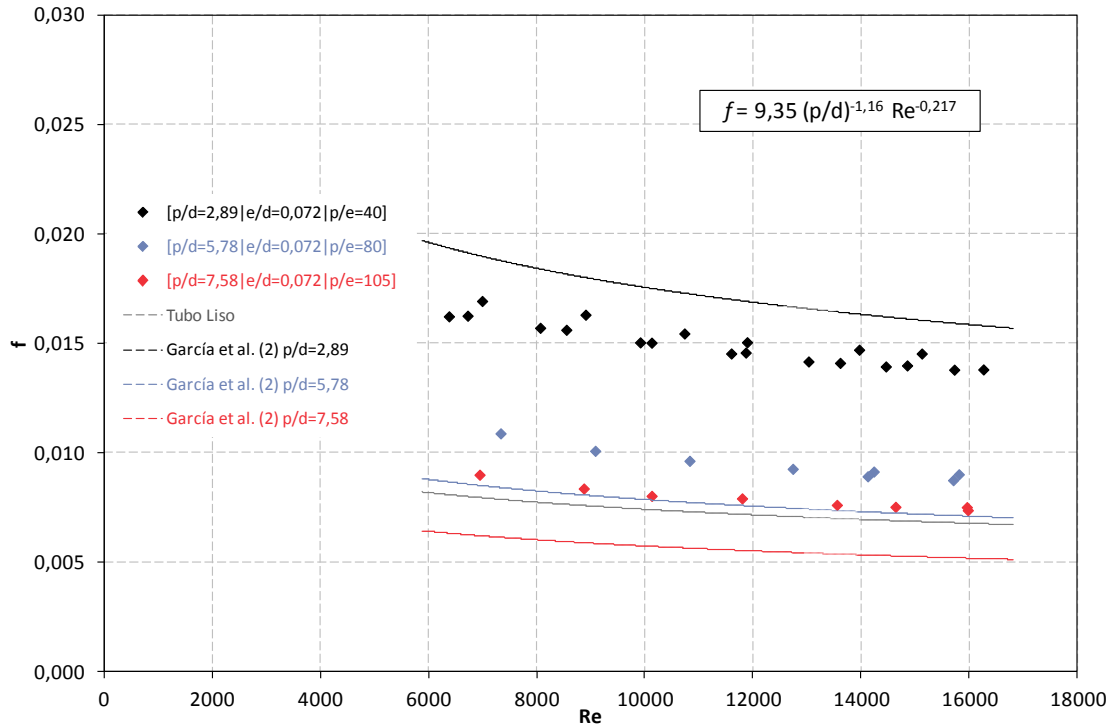
En la siguiente tabla se recoge el ajuste entre datos experimentales y teóricos arrojados por la correlación (2.15) empleando la expresión (4.3).

p/d=2,89	16,43%
p/d=5,78	22,09%
p/d=7,58	32,08%

Tabla 4.7 Verificación de la correlación (2.15) de García et al., Gráfica 4.8

Cómo se desprende de la gráfica anterior, para el muelle con un paso adimensional de 2,89 sobrestima los valores experimentales mientras que para los otros dos casos (5,78 y 7,58) los subestima. Esto podría indicar que exista un rango de valores para el paso adimensional entre 2,89 y 5,78 en el que encontraríamos un buen ajuste de la correlación. Pero esta asunción habría que tomarla con cierta precaución ya que el espesor adimensional y por tanto el cociente paso-espesor, difiere del empleado en el trabajo original, y además de los parámetros geométricos también son diferentes las propiedades del fluido empleado.

La segunda de las expresiones (2.16) propuestas por García et al. [7], se recoge a continuación en la Gráfica 4.9. Ésta, más compacta, está basada únicamente en el paso adimensional y el número de Reynolds



Gráfica 4.9 Correlación (2.16) de García et al.

En la siguiente tabla se recoge el ajuste entre datos experimentales y teóricos arrojados por la correlación (2.16) empleando la expresión (4.3).

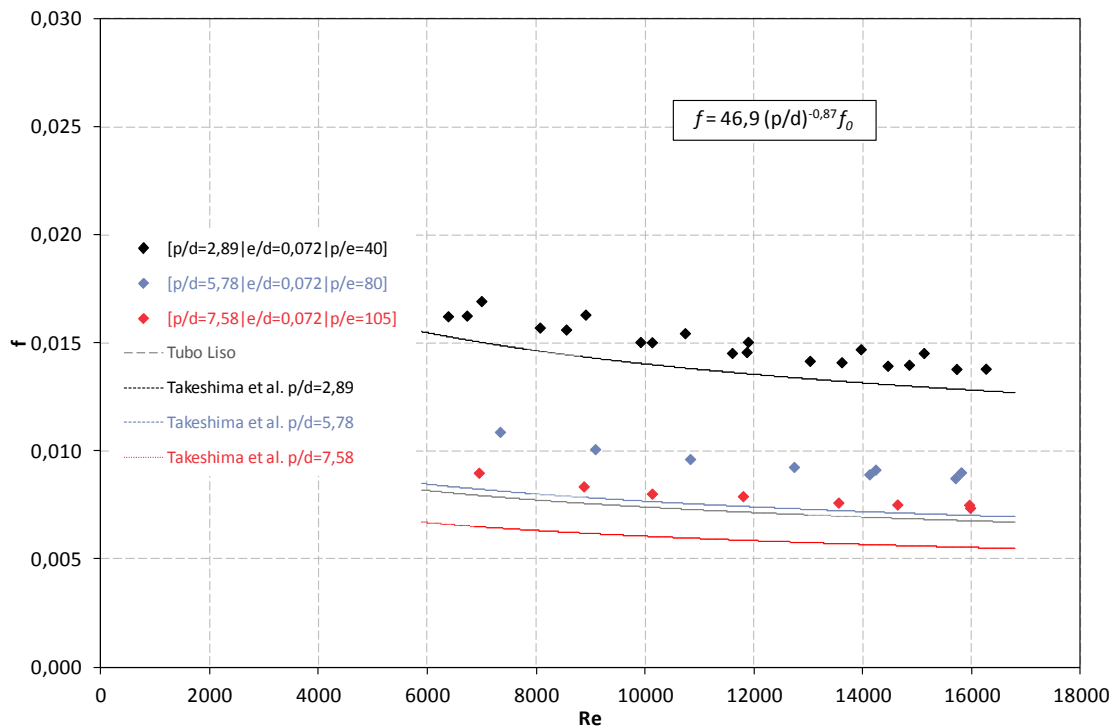
p/d=2,89	14,76%
p/d=5,78	20,50%
p/d=7,58	29,75%

Tabla 4.8 Verificación de la correlación (2.16) de García et al., Gráfica 4.9

Aunque los valores son menores que en el caso anterior, las mismas conclusiones pueden hacerse.

En la siguiente gráfica se recoge la correlación (2.20) propuesta por Takeshima et al. [3]. En ella se obtiene el factor de fricción con accesorio como resultado del producto

entre el factor de fricción en el caso de tubo liso y un factor multiplicador dependiente del paso adimensional.



Gráfica 4.10 Correlación (2.20) de Takeshima et al.

En la siguiente tabla se recoge el ajuste entre datos experimentales y teóricos arrojados por la correlación (2.20) empleando la expresión (4.3).

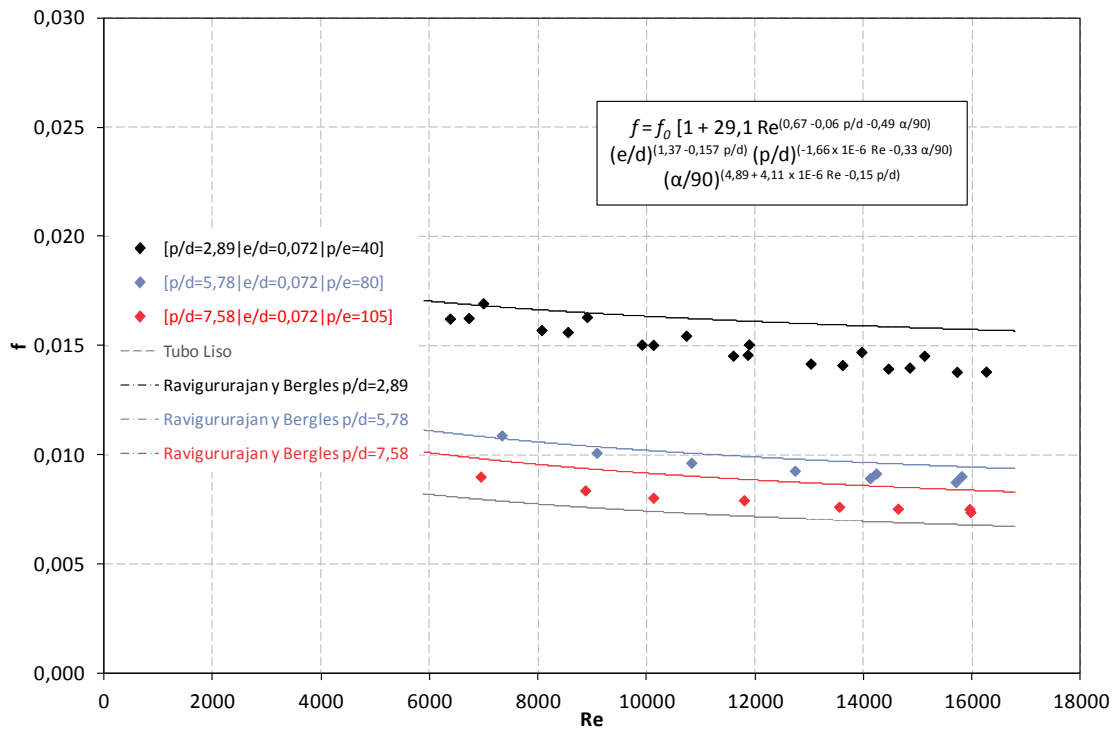
p/d=2,89	8,17%
p/d=5,78	22,23%
p/d=7,58	25,62%

Tabla 4.9 Verificación de la correlación (2.20) de Takeshima et al., Gráfica 4.10

De la gráfica se desprende que la correlación subestima el valor experimental en los tres casos, pero esta discordancia disminuye conforme disminuye el valor del paso adimensional llegando a un valor aceptable para el muelle con un paso adimensional de 2,89.

La última de las correlaciones empleadas (2.13) es la sugerida por Ravigururajan y Bergles [2]. Es la más compleja de las encontradas ya que además de para tubos con

muelles también fue desarrollada para tubos acanalados o roscados internamente, empleando para ello una vasta base de datos recopilada de investigaciones anteriores. Para su cálculo emplea el factor de fricción para el caso de tubo liso, el número de Reynolds además de los factores geométricos (e/d), (p/d) y ($\alpha/90$). Esta expresión tiene una variante (no mostrada aquí) para los casos en los que la sección transversal del alambre no fuera circular y para más de un accesorio.



Gráfica 4.11 Correlación (2.13) de Ravigururajan y Bergles

En la siguiente tabla se recoge el ajuste entre datos experimentales y teóricos arrojados por la correlación (2.13) empleando la expresión (4.3).

p/d=2,89	8,83%
p/d=5,78	4,70%
p/d=7,58	12,34%

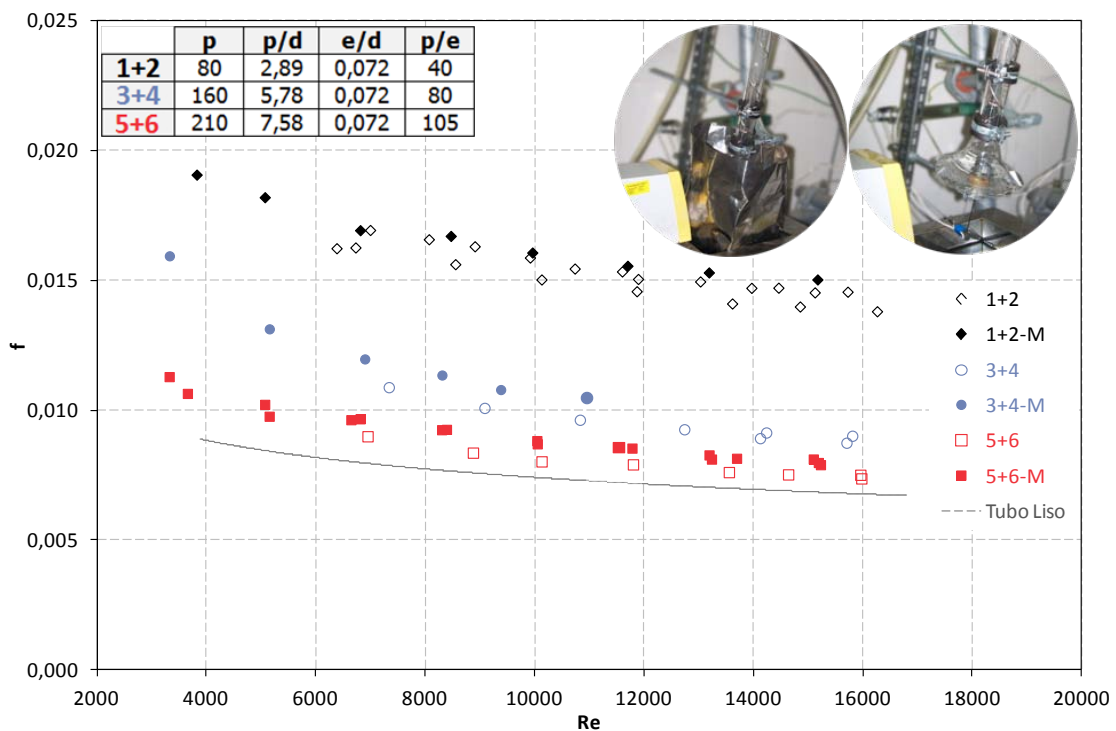
Tabla 4.10 Verificación de la correlación (2.13) de Ravigururajan y Bergles, Gráfica 4.11

Esta correlación es la que consigue un mejor ajuste en general de las estudiadas, sólo la expresión de Takeshima et al. para el caso de p/d=2,89 arroja un resultado ligeramente mejor. En los tres muelles sobrestima la medida aunque en este caso el mejor resultado lo ofrece para la longitud de paso 5,78.

4.2.6 Otras mediciones sin agua (con/sin metal)

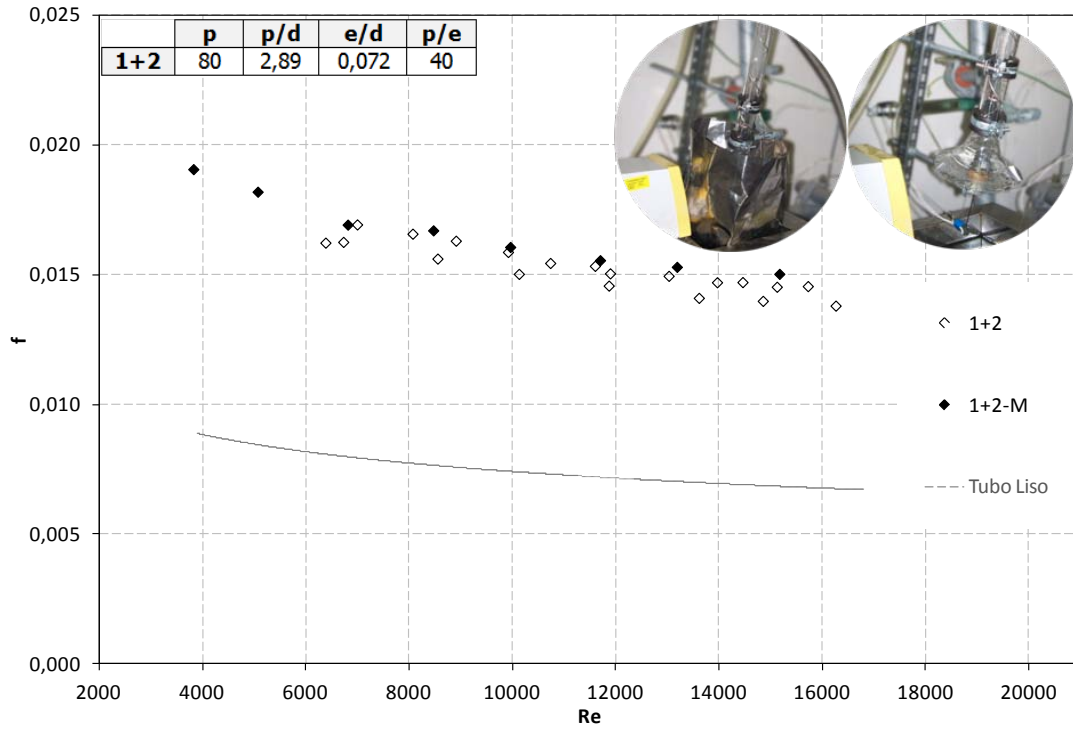
En la segunda parte de este PFC se trabajó con un circuito cerrado de agua y para evitar pérdidas se colocó una plancha protectora antisalpicaduras a la salida del tubo principal para conducir el agua hacia el termostato (Figura 3.21). Esta plancha modificaba geoméricamente la entrada y por lo tanto el flujo de aire y su factor de fricción. Para poder realizar una comparación entre flujo bifásico y monofásico fue necesario también medir las pérdidas de fricción para el caso solo aire pero, a diferencia de las vistas con anterioridad, con el protector antisalpicaduras montado.

En este apartado se cuantifica la variación del factor de fricción entre los dos casos mencionados, con plancha y sin plancha de metal. Las gráficas que recogen la evolución del factor de fricción frente al número de Reynolds, están acompañadas de una pequeña tabla con los parámetros geométricos de los tres muelles y de una imagen comparativa entre ambos montajes. Los símbolos vacíos corresponden a la instalación sin la plancha y los símbolos llenos, marcados con una M en la leyenda, a los valores con la plancha montada.



Gráfica 4.12 Comparativa de la evolución del factor de fricción para los casos de con y sin protección de metal

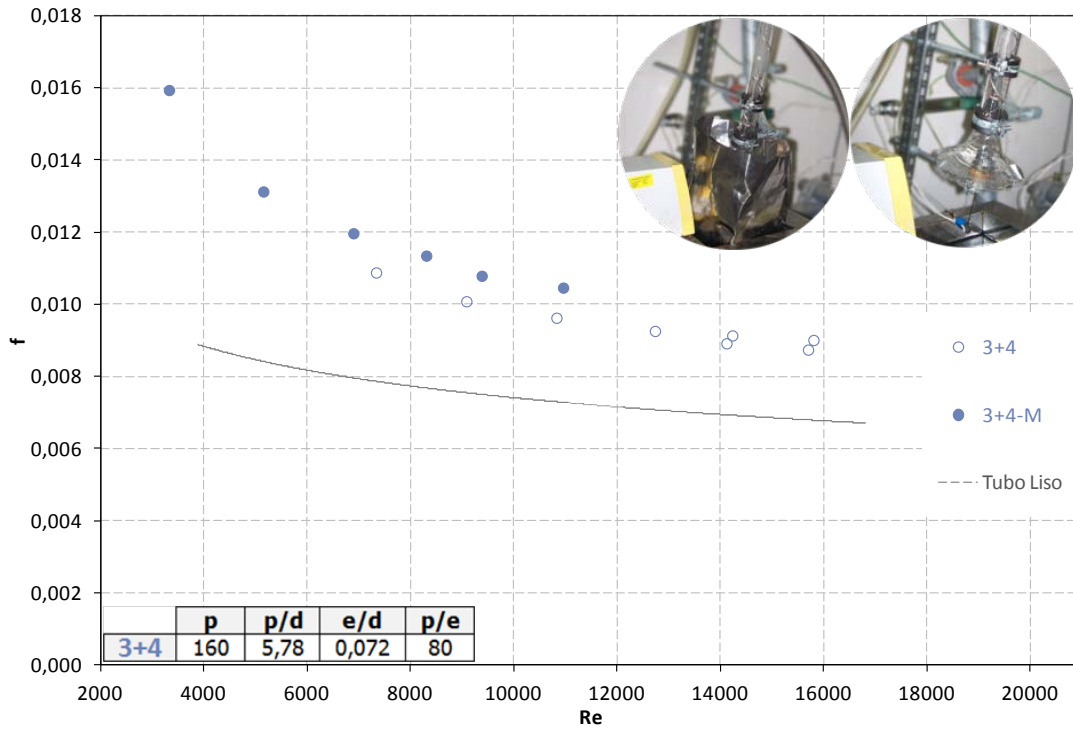
A continuación se desglosa cada caso en una gráfica diferente para mayor claridad. Cada gráfica está acompañada de una tabla en la que empleando la fórmula (4.3) se cuantifican las diferencias entre las dos situaciones y tubo liso.



Gráfica 4.13 Factor de fricción con y sin protección de metal para los accesorios 1 y 2

TL → 2,89	108,50%
TL → 2,89-M	116,88%
2,89 → 2,89-M	4,03%

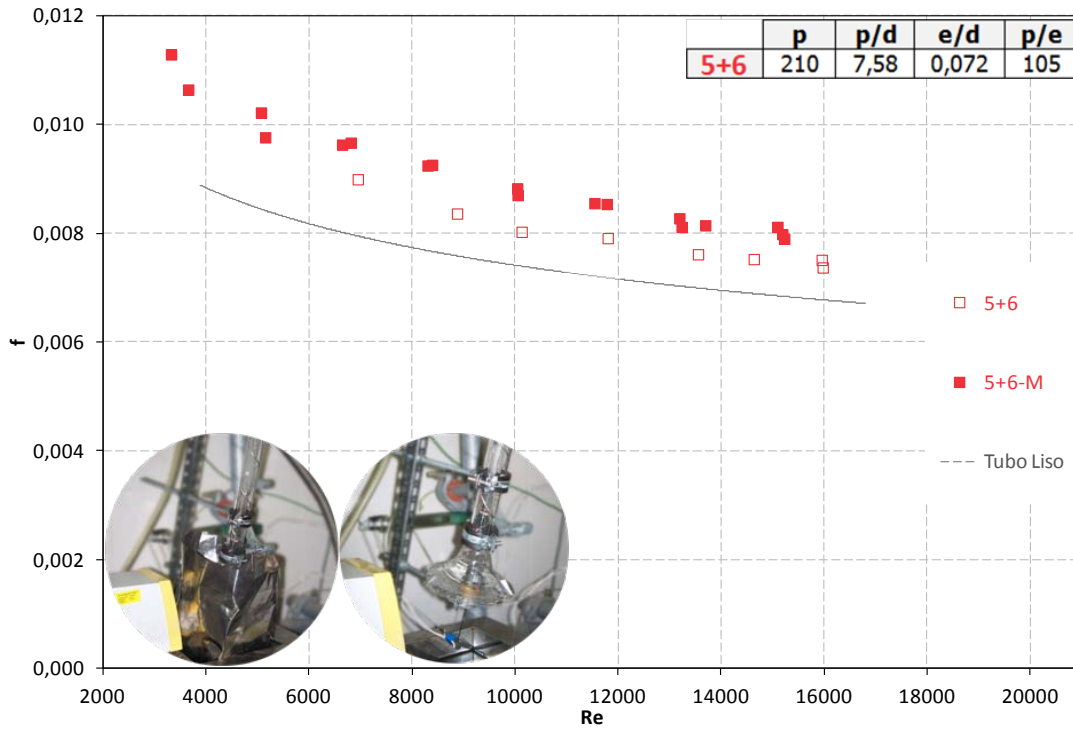
Tabla 4.11 Incremento en el factor de fricción cuando se añade la plancha de metal para el muelle 1+2



Gráfica 4.14 Factor de fricción con y sin protección de metal para los accesorios 3 y 4

TL → 5,78	35,06%
TL → 5,78-M	47,16%
5,78 → 5,78-M	9,33%

Tabla 4.12 Incremento en el factor de fricción cuando se añade la plancha de metal para el muelle 3+4



Gráfica 4.15 Factor de fricción con y sin protección de metal para los accesorios 5 y 6

TL → 7,58	10,60%
TL → 7,58-M	18,63%
7,58 → 7,58-M	7,34%

Tabla 4.13 Incremento en el factor de fricción cuando se añade la plancha de metal para el muelle 5+6

Como se observa en las gráficas anteriores, emplear la plancha protectora antisalpicaduras se penaliza con una mayor pérdida de presión, lo que conlleva un factor de fricción mayor. En la siguiente tabla, se ha recogido esta diferencia en los tres casos estudiados:

2,89 → 2,89-M	4,03%
5,78 → 5,78-M	9,33%
7,58 → 7,58-M	7,34%

Tabla 4.14 Incremento en el factor de fricción debido a la plancha de metal

No parece existir una relación entre la longitud del paso y el incremento en el factor de fricción. Esto puede deberse a que la plancha metálica era maleable y no siempre adoptaba la misma geometría, así que es admisible pensar que de emplear un dispositivo antisalpicaduras rígido las mediciones variarían ligeramente de las aquí mostradas y sí se observaría algún tipo de tendencia. Para futuras mediciones se recomienda corregir este fallo mediante la construcción de un dispositivo antisalpicaduras con geometría fija o empleando otra instalación que evite el problema de fugas de agua.

4.3 MEDICIONES CON AGUA

En esta parte del PFC se muestran los resultados de las mediciones para flujo anular bifásico en contracorriente. Se ha tratado de cuantificar cómo afecta la temperatura y el caudal del flujo de agua a la pérdida de presión entre la entrada y la salida del tubo, así como las diferencias entre el uso de un accesorio u otro.

A continuación en primer lugar se estudia cómo afecta el espesor de la corona de agua al cálculo del factor de fricción. Aunque no se pudo medir el espesor de la película descendente y por tanto el factor de fricción real, se han acompañado las gráficas con las curvas del factor de fricción a modo de referencia.

4.3.1 Variación del factor de fricción según el espesor de la película de líquido

Aunque el diámetro del flujo de aire se ve disminuido por la capa de líquido que desciende por la periferia del tubo, al no tener la instrumentación necesaria para medir su espesor, el factor de fricción de Fanning (3.28) ha sido calculado empleando el diámetro interior del tubo.

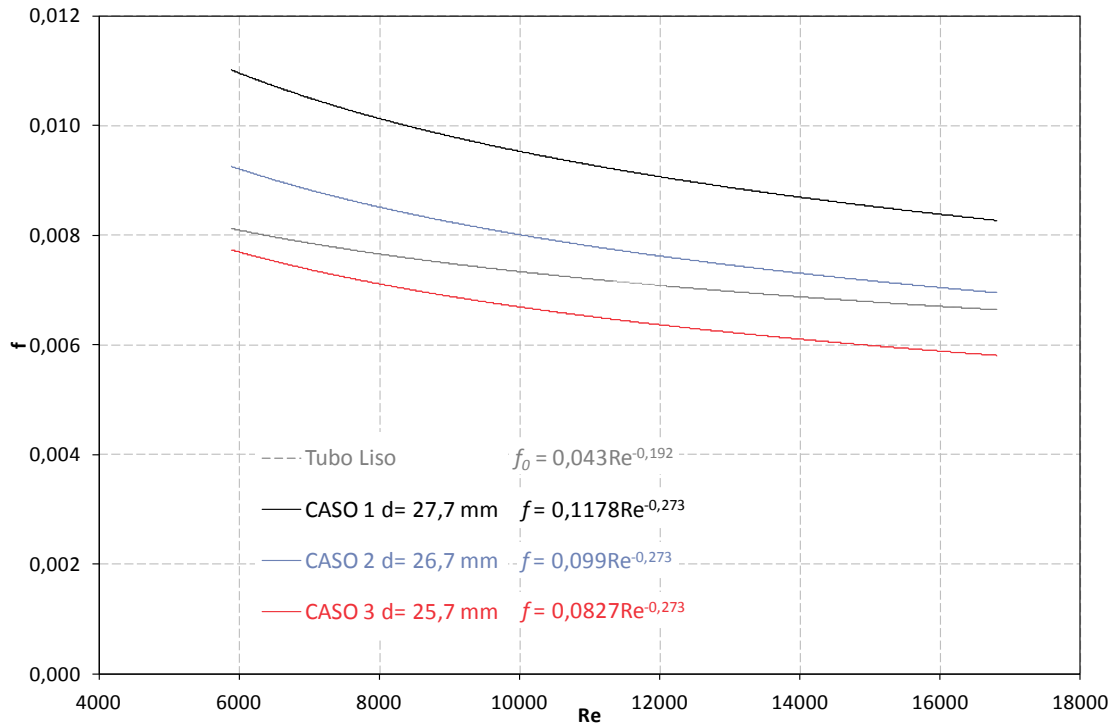
Esta variación en la dimensión del espacio libre para la circulación del flujo de aire afecta directamente al valor del factor de fricción asociado a los diferentes accesorios. Aunque no se pudo realizar la medición del espesor de la película de agua descendente se ha hecho una estimación en el caso de tres supuestos para ver cómo afecta dicha variación al factor de fricción. Los tres casos representados han sido los siguientes,

Caso 1 $d = d_i$

Caso 2 $d = d_i - e/2$

Caso 3 $d = d_i - e$

Los tres casos pueden observarse en la siguiente gráfica.



Gráfica 4.16 Estimación del espesor de la película

A partir de la gráfica anterior se puede ver claramente que conforme disminuye el diámetro interior, el factor de fricción se ve fuertemente afectado, esto se debe a que el diámetro se encuentra elevado a la quinta potencia en la expresión del cálculo del factor de fricción (3.28).

A continuación en la [Tabla 4.15](#) se recoge esa disminución relativa respecto al primer caso, cuando se supone el espesor de la capa de líquido inexistente.

CASO 1 → CASO 2	-15,96%
CASO 1 → CASO 3	-29,80%

Tabla 4.15 Factor de fricción según espesor de la película de líquido descendente

Los datos empleados en el ejemplo corresponden a:

$$p/d = 7,58$$

$$T = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_w = 500 \text{ g/min}$$

Obsérvese que en el caso 3, para un espesor igual al diámetro del alambre, el factor de fricción se sitúa en la región por debajo al límite marcado por la línea de tubo liso.

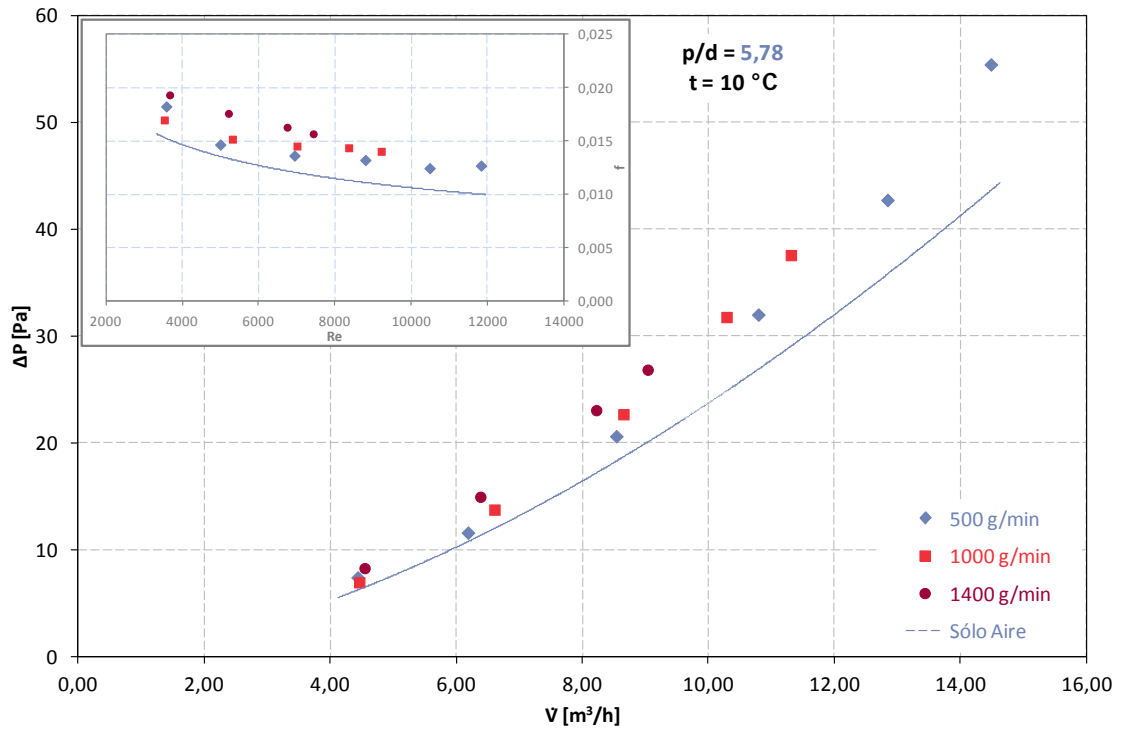
4.3.2 Pérdida de presión para diferentes caudales y mismos accesorios a la misma temperatura

A continuación se muestra cómo afectan los diferentes caudales de agua a la pérdida de presión dentro del tubo. Para ello se han medido las pérdidas de presión para los casos de 500, 1000 y 1400 g/min con dos accesorios diferentes (paso adimensional de 5,78 y 7,58) y abarcando las siguientes temperaturas, 10, 25, y 40 °C, también se recogen las pérdidas de presión asociadas a un caudal de 345 g/min pero únicamente para una temperatura de 40 °C. Además en línea discontinua se muestra la evolución de las pérdidas de presión asociadas al mismo accesorio pero para el caso de un sistema monofásico, tratadas en el apartado 4.2.3.

En las siguientes gráficas, como ya se indicó anteriormente, debido a que no se tenía la instrumentación necesaria para medir el espesor de la película de líquido descendente y por lo tanto los datos necesarios para poder calcular el factor de fricción real, se representan las pérdidas de presión en Pascales recogidas por el manómetro diferencial digital, frente a la evolución del caudal volumétrico de aire en m³/h, medido por el rotámetro tras las correcciones pertinentes. Ya que no hubo medios para medir el espesor de película descendente, cada gráfica se acompaña con su análoga representando la evolución del factor de fricción frente al número de Reynolds suponiendo un espesor de película nulo, es decir, se introduce en la expresión (3.28) de diámetro el del interior del tubo.

En esta parte del PFC no aparecen datos para el muelle con una longitud de paso adimensional igual a 2,89 porque el diseño de los extremos dirigía el flujo de agua directamente a las sondas de presión invalidando las medidas, este problema apareció indistintamente para cualquier relación de caudales. Todas las gráficas toman como valor de referencia los de pérdida de presión del accesorio para el caso de flujo monofásico, "sólo aire".

Cada gráfica viene acompañada de las correspondientes tablas en las que se cuantifica el incremento de presión con respecto a tubo liso empleando la expresión (4.3) y entre los distintos caudales, obtenido mediante sustracción.



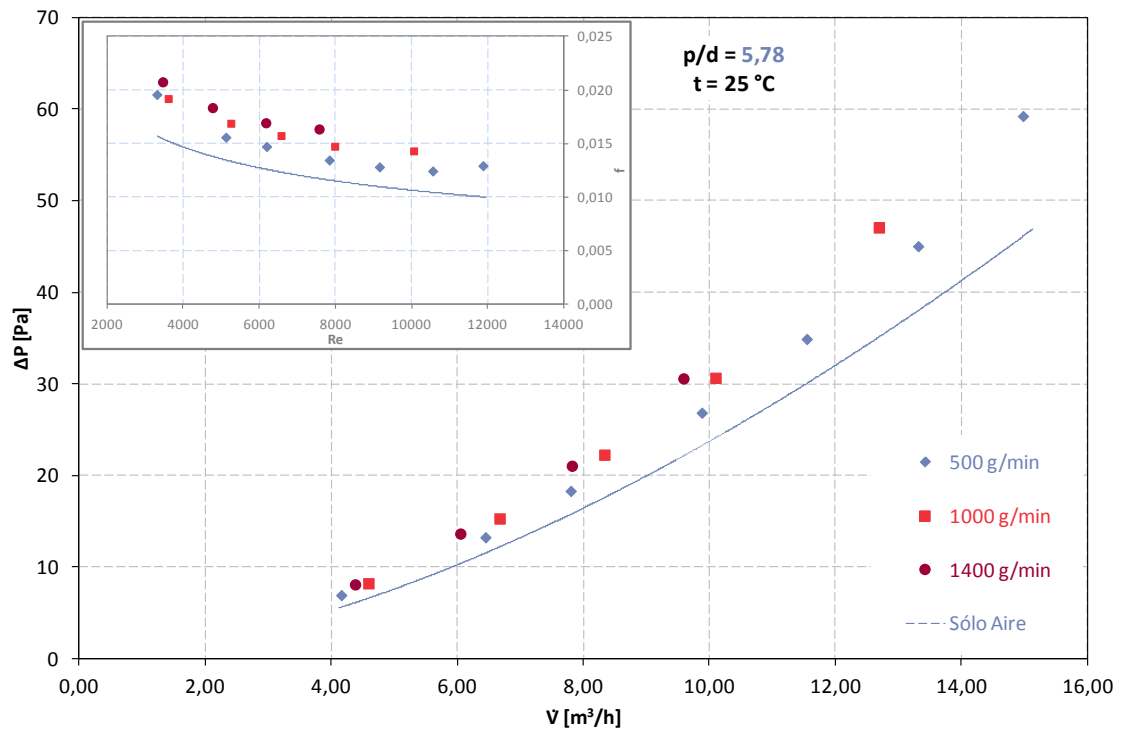
Gráfica 4.17 Pérdida de presión para diferentes caudales en el caso $p/d=5,78$ y $10\text{ }^\circ\text{C}$

\dot{m}_w [g/min]	0 - 500	0 - 1000	0 - 1400
ΔP [%]	19,57	30,09	36,82

Tabla 4.16 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.17

500 - 1000	500 - 1400	1000 - 1400
10,52%	17,25%	6,73%

Tabla 4.17 Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.17 tomando como referencia sólo aire



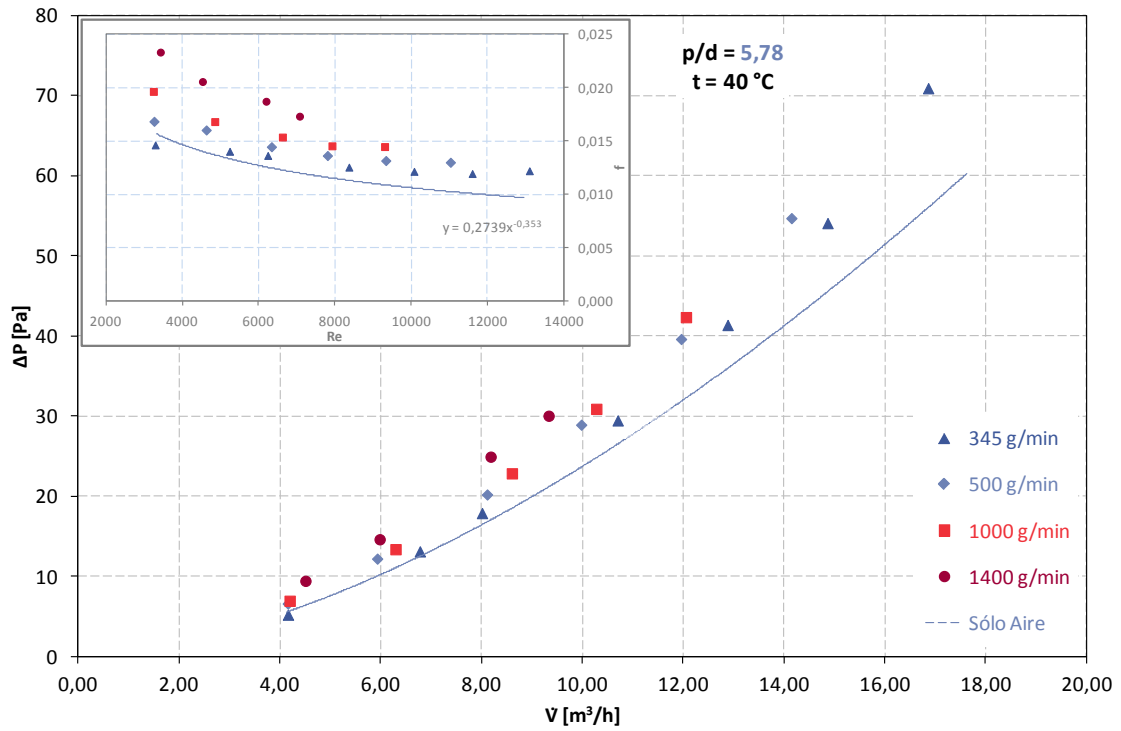
Gráfica 4.18 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=5,78$ y 25 °C

0 - 500	0 - 1000	0 - 1400
19,35%	30,41%	37,13%

Tabla 4.18 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.18

500 - 1000	500 - 1400	1000 - 1400
11,06%	17,78%	6,72%

Tabla 4.19 Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.18 tomando como referencia sólo aire



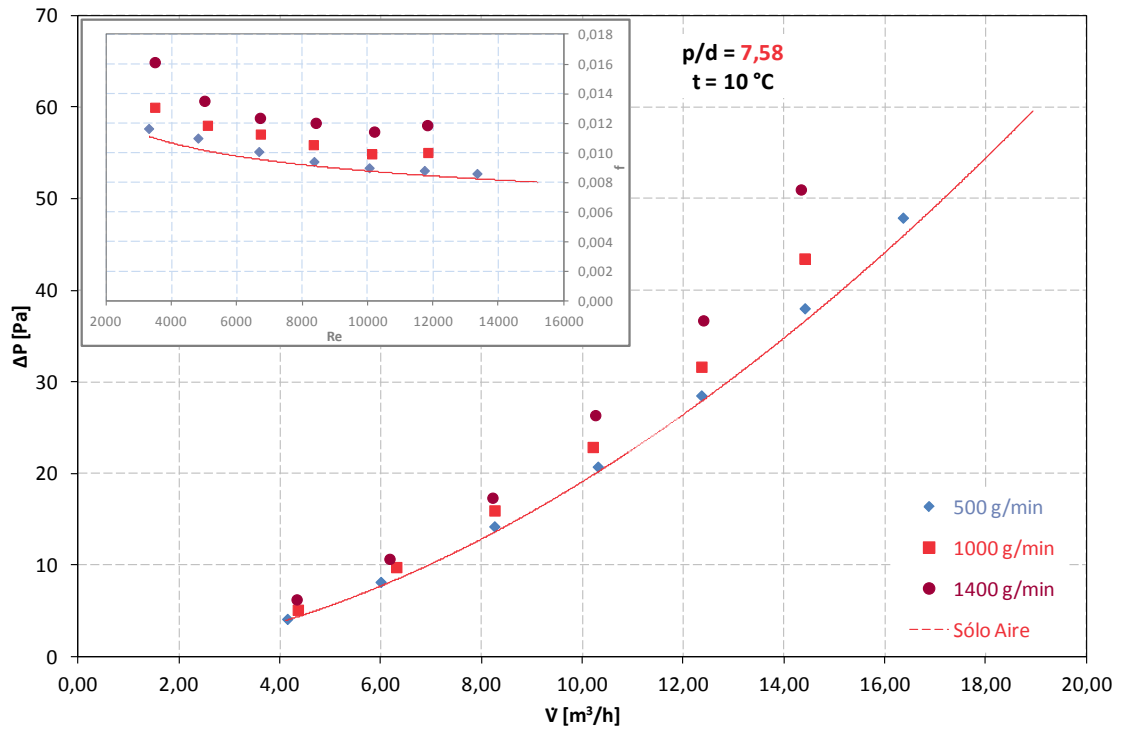
Gráfica 4.19 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=5,78$ y 40 °C

0 - 345	0 - 500	0 - 1000	0 - 1400
17,17%	25,35%	27,20%	42,69%

Tabla 4.20 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.19

345 - 500	345 - 1000	345 - 1400	500 - 1000	500 - 1400	1000 - 1400
8,17%	10,02%	25,52%	1,85%	17,34%	15,49%

Tabla 4.21 Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.19 tomando como referencia sólo aire



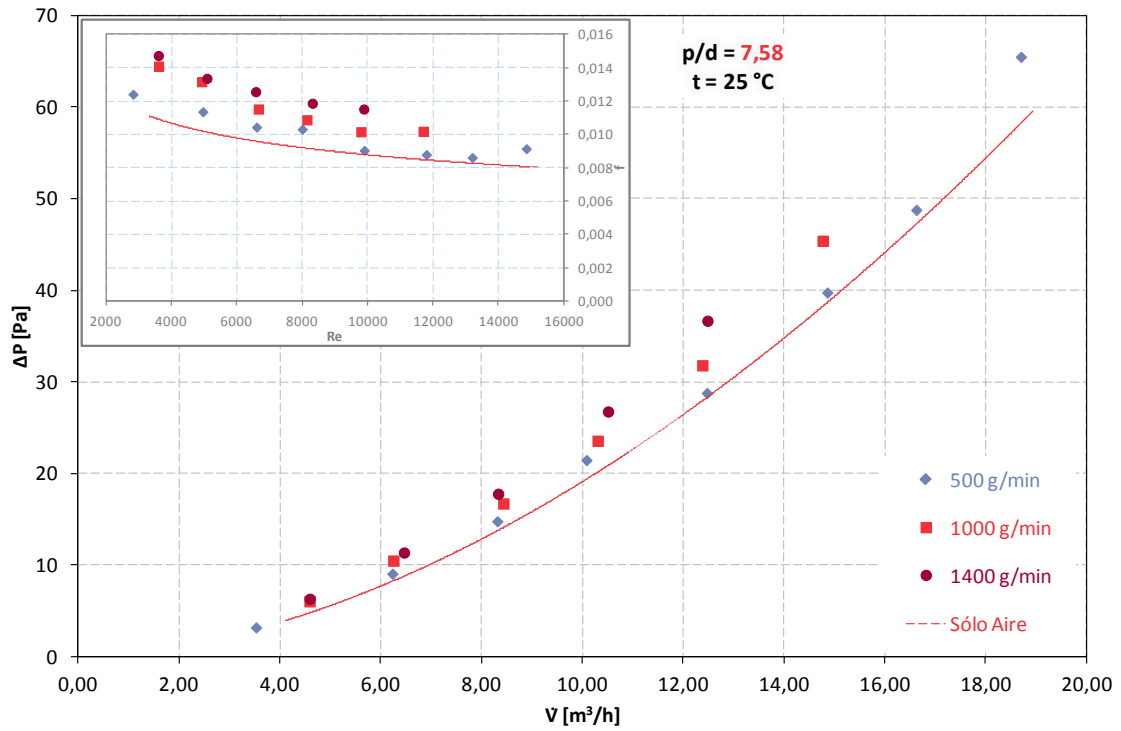
Gráfica 4.20 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=7,58$ y 10 °C

0 - 500	0 - 1000	0 - 1400
3,97%	16,50%	34,01%

Tabla 4.22 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.20

500 - 1000	500 - 1400	1000 - 1400
12,53%	30,04%	17,51%

Tabla 4.23 Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.20 tomando como referencia sólo aire



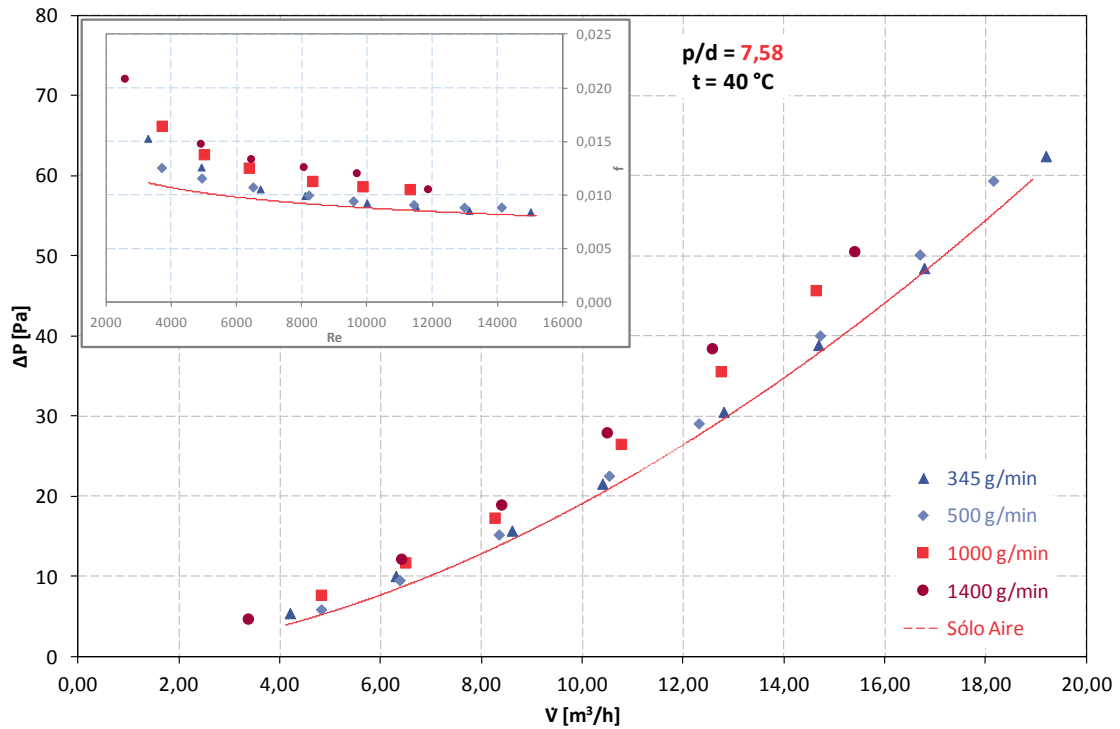
Gráfica 4.21 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=7,58$ y $25\text{ }^\circ\text{C}$

0 - 500	0 - 1000	0 - 1400
6,86%	18,85%	28,92%

Tabla 4.24 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.21

500 - 1000	500 - 1400	1000 - 1400
11,99%	22,06%	10,07%

Tabla 4.25 Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.21 tomando como referencia sólo aire



Gráfica 4.22 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes caudales en el caso $p/d=7,58$ y 40 °C

0 - 345	0 - 500	0 - 1000	0 - 1400
12,82%	8,63%	27,09%	35,88%

Tabla 4.26 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico para las condiciones de la Gráfica 4.22

345 - 500	345 - 1000	345 - 1400	500 - 1000	500 - 1400	1000 - 1400
-4,18%	14,27%	23,06%	18,46%	27,25%	8,79%

Tabla 4.27 Diferencias en la pérdida de presión entre los diferentes caudales para las condiciones de la Gráfica 4.22 tomando como referencia sólo aire

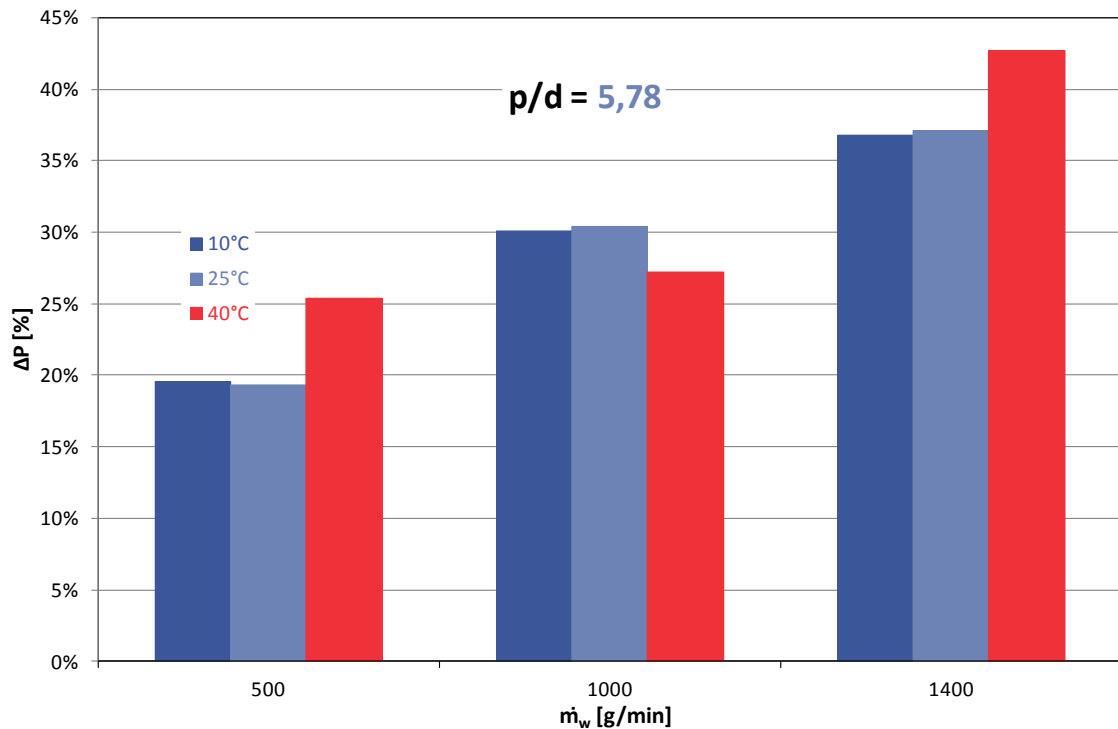
Cabría hacer notar que durante la toma de datos correspondientes a 345 g/min aparecieron problemas y hubo que repetir la tanda de datos y ajustar la posición de una de las sondas de presión y de una de las sondas de temperatura. Se creía solucionado pero a la hora de comparar los datos se puede observar que el incremento de la presión cuando se compara con flujo monofásico es superior al correspondiente para 500 g/min en la misma situación (para una longitud de paso adimensional de 7,58, ver Tabla 4.27),

cuando todo indica que no debería ser así. A esto habría que sumar los problemas de condensación que aparecieron durante todas las tandas de 40 °C.

Para finalizar esta sección, a modo de compendio y para facilitar la comparación entre temperaturas, se recogen a continuación en sendas tablas, una por accesorio, los incrementos de presión entre flujo bifásico y sólo aire mostrados con anterioridad a lo largo de este apartado. Los datos están agrupados por temperaturas, permitiendo ver cómo afecta el caudal a la pérdida de presión y las diferencias entre las diferentes temperaturas. Éstas se acompañan de una gráfica en la que se comparan las tandas de las diferentes temperaturas entre sí permitiendo observar la evolución de una manera más visual.

5,78	500	1000	1400
10°C	19,5710%	30,0922%	36,8205%
25°C	19,3507%	30,4067%	37,1272%
40°C	25,3453%	27,1969%	42,6899%

Tabla 4.28 Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de 5,78

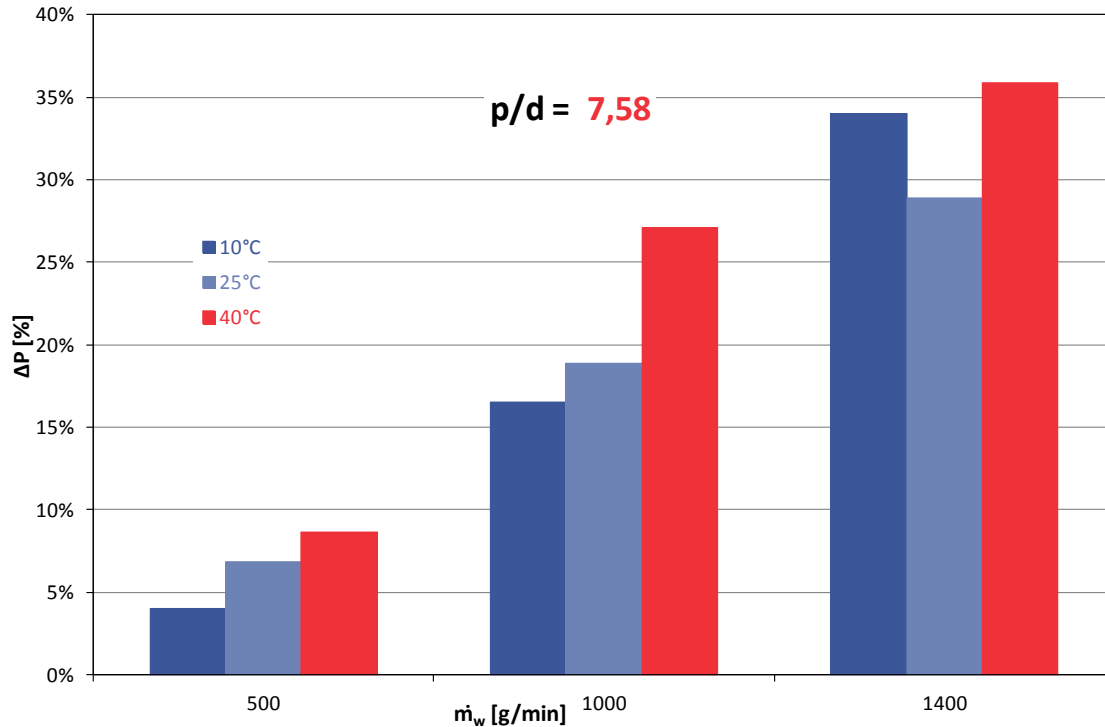


Gráfica 4.23 Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de 5,78

Para el accesorio con una longitud de paso menor ($p/d = 5,78$), las pérdidas de presión aumentaron con el caudal en los tres casos estudiados, mostrando unas pérdidas de presión mayores conforme se aumenta el caudal. Como se desprende de la [Gráfica 4.23](#) y de la [Tabla 4.28](#), si nos fijamos en la temperatura, no parece existir una diferencia significativa en la evolución entre las tandas correspondientes a 10 y 25°C, en contraposición con los datos de la tanda correspondiente a 40 °C que tiene un comportamiento irregular. Mientras que para los caudales de 500 y 1400 g/min las pérdidas parecen ser ligeramente mayores comparadas con los datos de las otras temperaturas para el caso de 1000 g/min el incremento en las pérdidas de presión parece ser ligeramente menor comparado con las otras temperaturas.

7,58	500	1000	1400
10°C	3,9746%	16,5048%	34,0123%
25°C	6,8615%	18,8549%	28,9215%
40°C	8,6322%	27,0897%	35,8781%

Tabla 4.29 Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de 7,58



Gráfica 4.24 Pérdidas de presión para diferentes caudales a la misma temperatura para una longitud de paso adimensional de 7,58

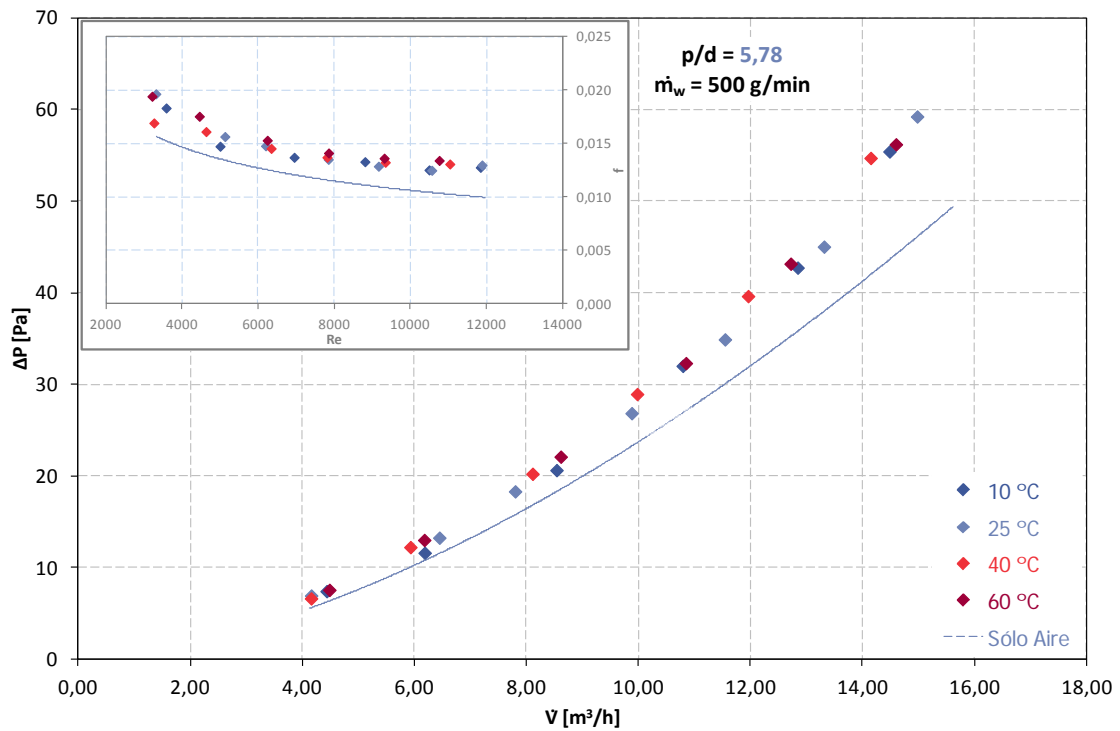
Para el accesorio de paso adimensional de mayor longitud ($p/d = 7,58$), según se puede ver en la [Gráfica 4.24](#) y en la [Tabla 4.29](#), también se cumple que un aumento de caudal implica un aumento en las pérdidas de presión en los tres casos. Si comparamos las diferentes temperaturas parece seguir la tendencia a mayor temperatura mayores pérdidas de presión, esto se puede observar para 500 y para 1000 g/min aunque no para 1400 g/min condiciones en las que los datos correspondientes a 10 y 40 °C son muy similares, siendo los valores para 25 °C menores.

4.3.3 Pérdida de presión para diferentes temperaturas y mismos accesorios y caudales

De manera similar a como se ha trabajado en el apartado anterior, en éste se muestra cómo afectan las diferentes temperaturas de la fase líquida a la pérdida de presión dentro del tubo.

Para ello se han medido las pérdidas de presión para los casos de 10, 25, y 40 °C con dos accesorios diferentes (paso adimensional de 5,78 y 7,58) y abarcando los

siguientes caudales, 500, 1000 y 1400 g/min, también se recogen las pérdidas de presión asociadas a una temperatura de 60 °C pero únicamente para un caudal de 500 g/min debidos al problema de la condensación nombrado con anterioridad. Además en línea discontinua se muestra la evolución de las pérdidas de presión asociadas al mismo accesorio pero para el caso de un sistema monofásico (ver 4.2.3). Los comentarios iniciales del apartado 4.3.2 son válidos aquí también.



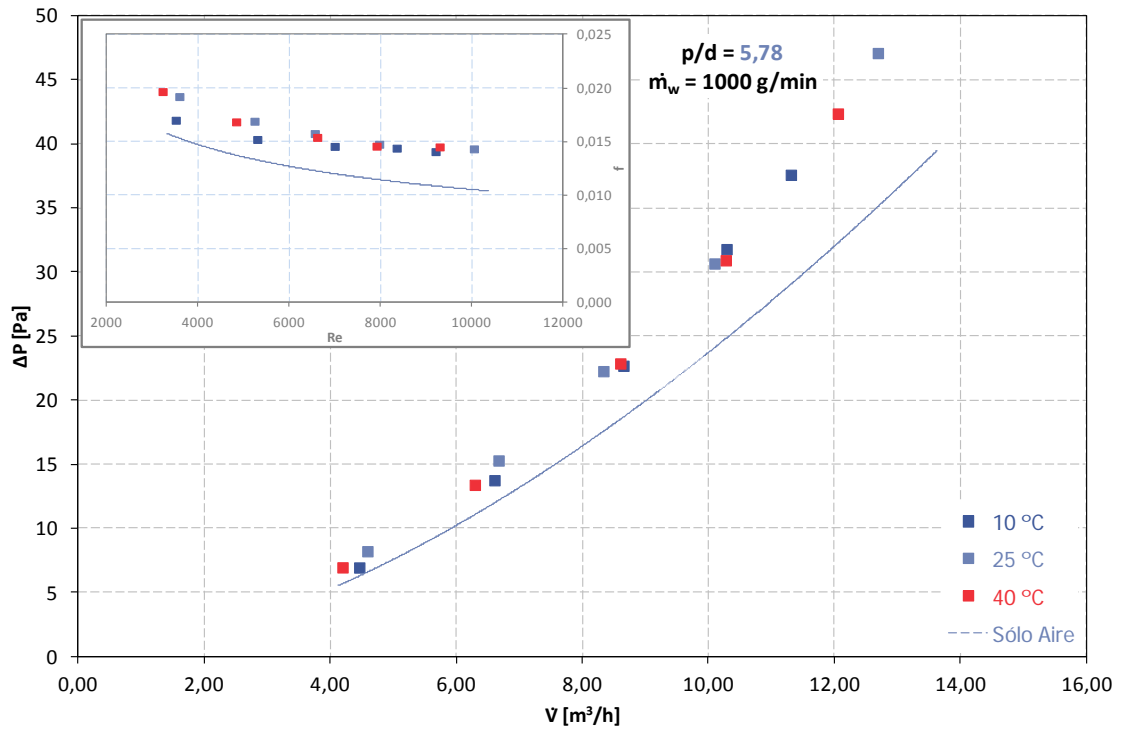
Gráfica 4.25 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=5,78$ y $\dot{m}_w=500$ g/min

0 - 10	0 - 25	0 - 40	0 - 60
19,57%	19,35%	25,35%	22,42%

Tabla 4.30 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.25

10 - 25	10 - 40	10 - 60	25 - 40	25 - 60	40 - 60
-0,22%	5,77%	2,85%	5,99%	3,07%	-2,93%

Tabla 4.31 Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.25 tomando como referencia sólo aire



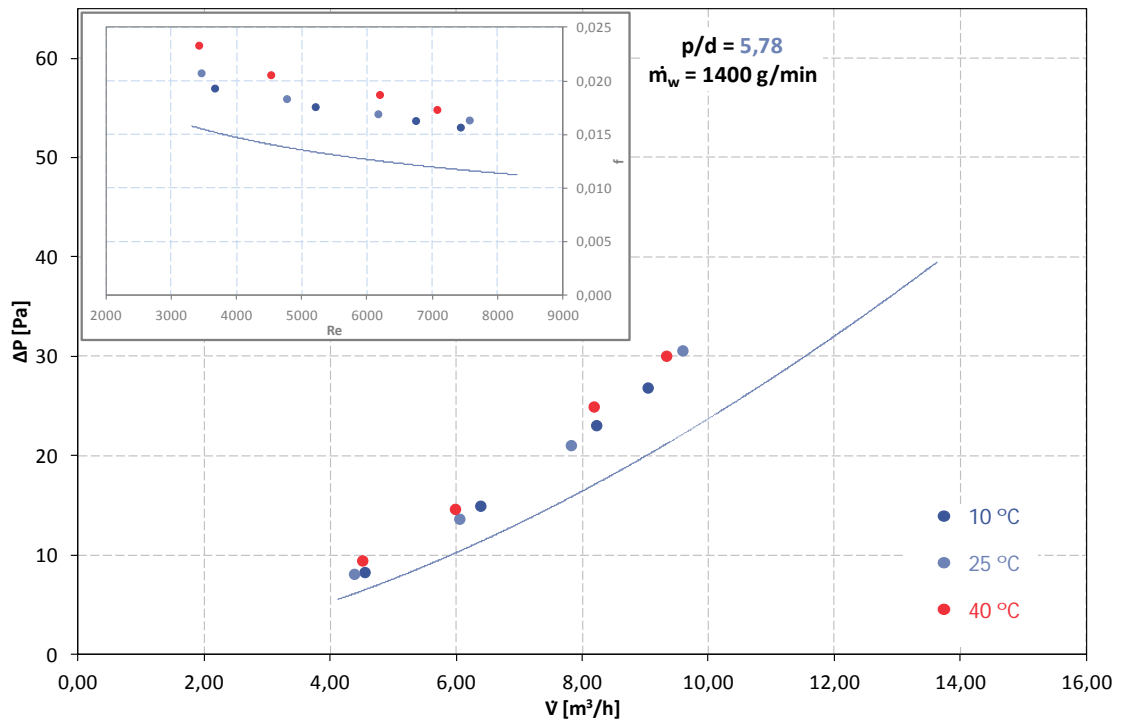
Gráfica 4.26 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=5,78$ y $\dot{m}_w=1000 \text{ g/min}$

0 - 10	0 - 25	0 - 40
30,09%	30,41%	27,20%

Tabla 4.32 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.26

10 - 25	10 - 40	25 - 40
0,31%	-2,90%	-3,21%

Tabla 4.33 Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.26 tomando como referencia sólo aire



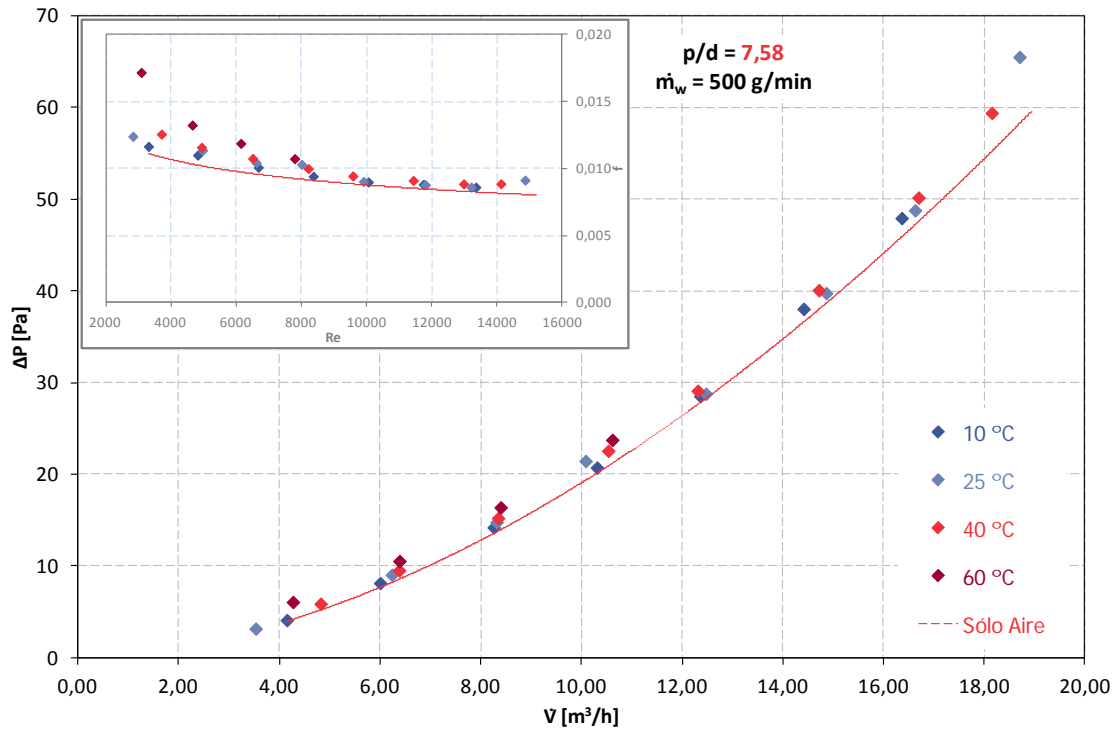
Gráfica 4.27 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=5,78$ y $\dot{m}_w=1400$ g/min

0 - 10	0 - 25	0 - 40
36,82%	37,13%	42,69%

Tabla 4.34 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.27

10 - 25	10 - 40	25 - 40
0,31%	5,87%	5,56%

Tabla 4.35 Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.27 tomando como referencia sólo aire



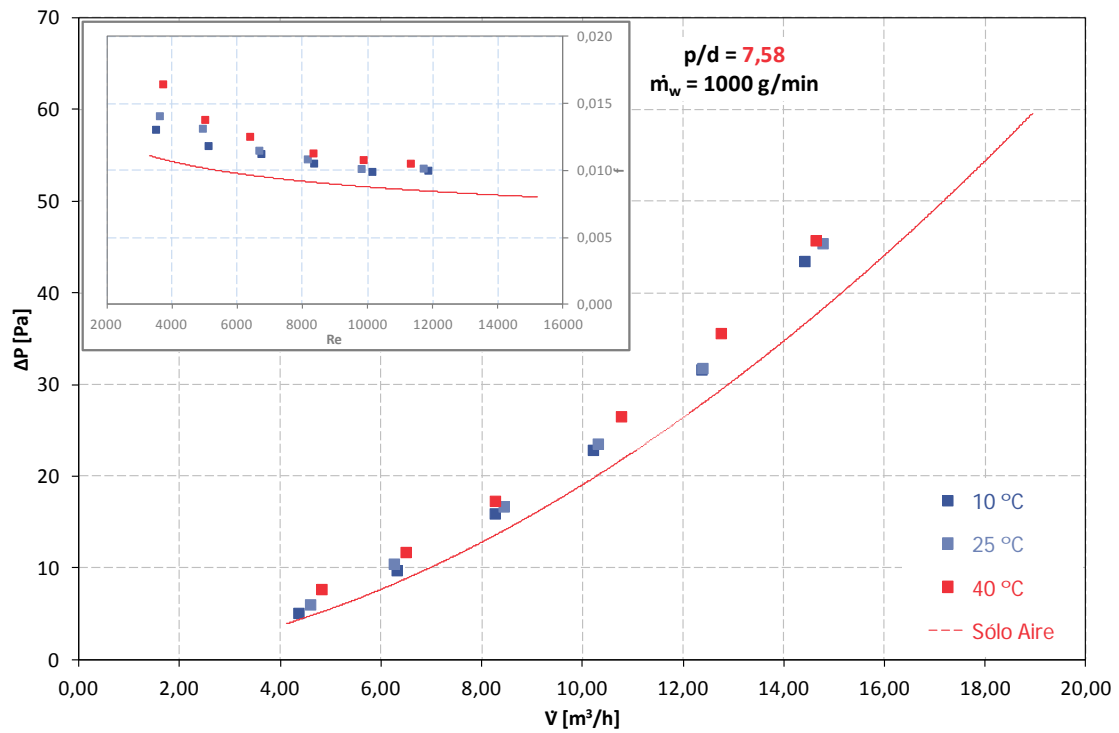
Gráfica 4.28 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=7,58$ y $\dot{m}_w=500$ g/min

0 - 10	0 - 25	0 - 40	0 - 60
3,97%	6,86%	8,63%	18,58%

Tabla 4.36 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.28

10 - 25	10 - 40	10 - 60	25 - 40	25 - 60	40 - 60
2,89%	4,66%	14,61%	1,77%	11,72%	9,95%

Tabla 4.37 Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.28 tomando como referencia sólo aire



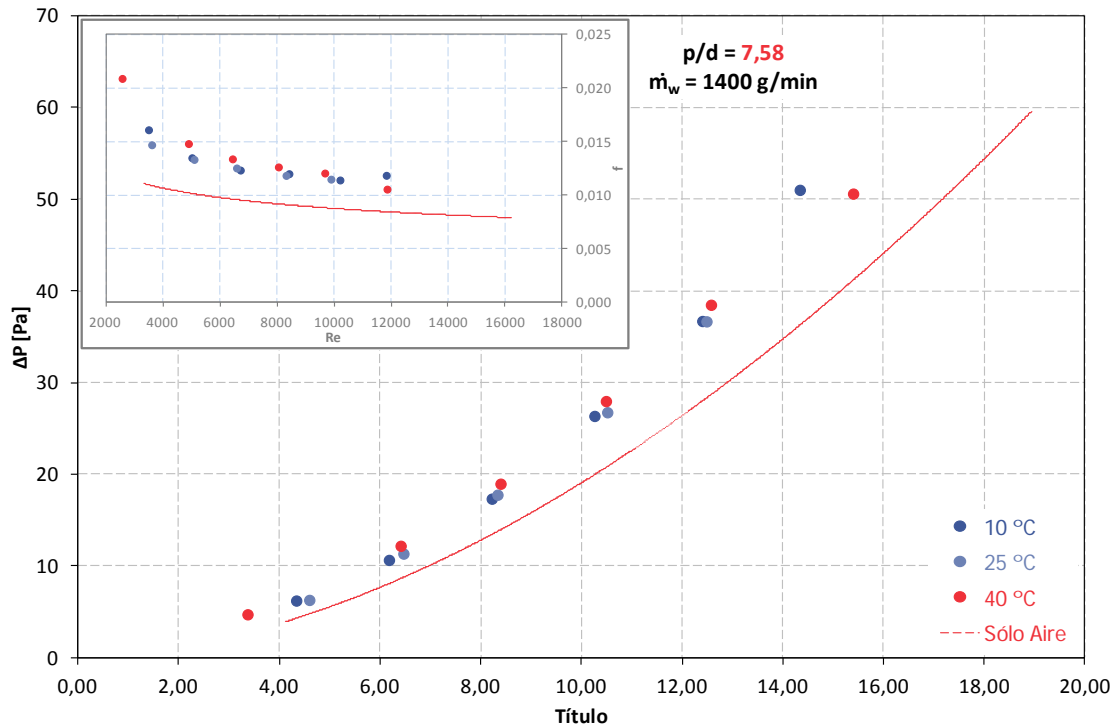
Gráfica 4.29 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=7,58$ y $\dot{m}_w=1000$ g/min

0 - 10	0 - 25	0 - 40
16,50%	18,85%	27,09%

Tabla 4.38 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.29

10 - 25	10 - 40	25 - 40
2,35%	10,58%	8,23%

Tabla 4.39 Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.29 tomando como referencia sólo aire



Gráfica 4.30 Pérdida de presión y factor de fricción para diferentes temperaturas en el caso $p/d=7,58$ y $\dot{m}_w=1400$ g/min

0 - 10	0 - 25	0 - 40
34,01%	28,92%	35,88%

Tabla 4.40 Incremento de presión para flujo bifásico respecto de flujo monofásico según temperatura para las condiciones de la Gráfica 4.30

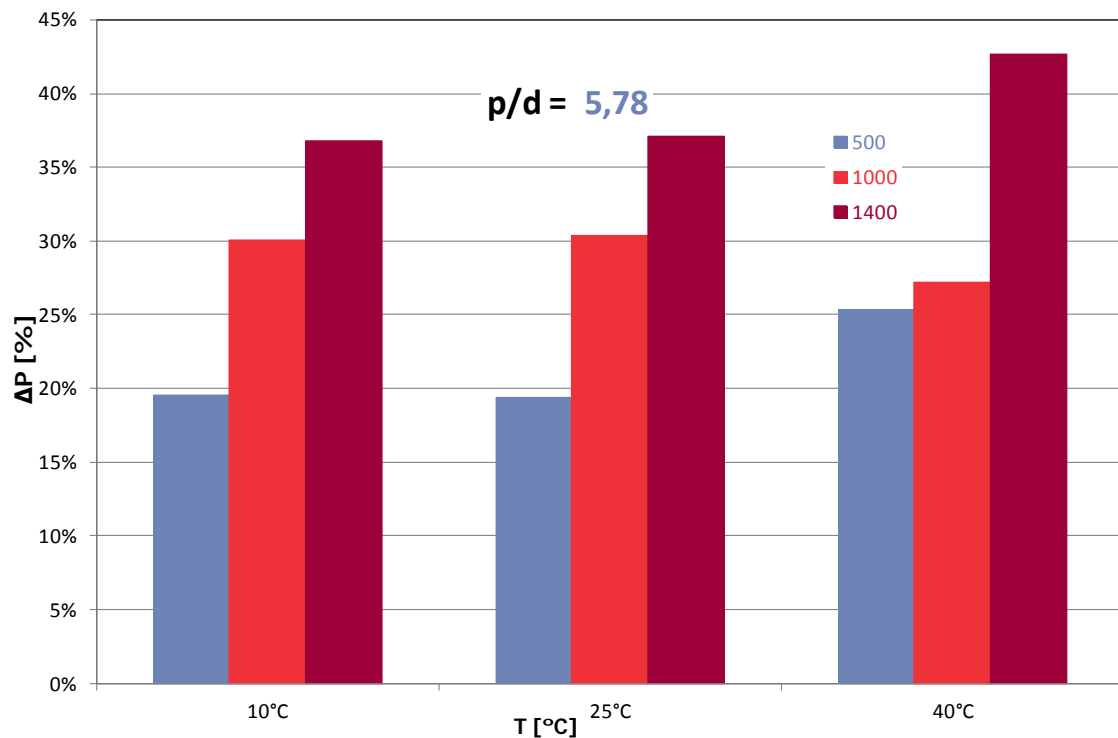
10 - 25	10 - 40	25 - 40
-5,09%	1,87%	6,96%

Tabla 4.41 Diferencia de presión entre las diferentes temperaturas para las condiciones de la Gráfica 4.30 tomando como referencia sólo aire

A continuación análogamente a como se hizo en el apartado previo, se recogen en sendas tablas, una por accesorio, los incrementos de presión de flujo bifásico respecto flujo monofásico mostrados a lo largo de este apartado. Los datos están agrupados por caudales, permitiendo ver cómo afecta la temperatura a la pérdida de presión. Éstas se acompañan de una gráfica en la que se pueden ver los diferentes caudales comparados entre sí permitiendo observar la evolución de una manera más visual.

5,78	10°C	25°C	40°C
500	19,5710%	19,3507%	25,3453%
1000	30,0922%	30,4067%	27,1969%
1400	36,8205%	37,1272%	42,6899%

Tabla 4.42 Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de 5,78



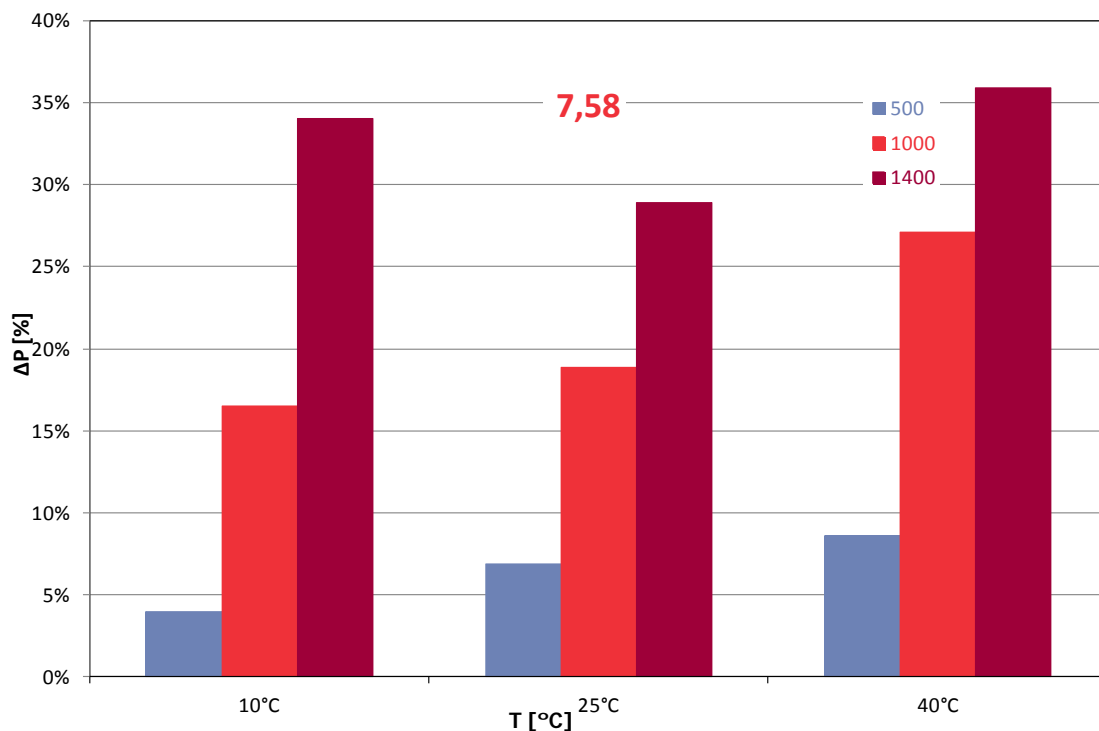
Gráfica 4.31 Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de 5,78

Para el accesorio de una longitud de paso menor ($p/d = 5,78$), ver la [Gráfica 4.31](#) y la [Tabla 4.42](#), se observa la misma tendencia en los tres caudales estudiados para las temperaturas 10 y 25 °C, i.e., los datos de pérdida de presión son similares en ambas temperaturas dentro del mismo caudal. Mientras que cuando la temperatura se fija en 40 °C, para los caudales de 500 y 1400 g/min se observan unas pérdidas de presión ligeramente superiores a las registradas para las anteriores temperaturas, al contrario que para 1000 g/min cuyas pérdidas son ligeramente menores si se comparan con las

registradas para las configuraciones en las que la temperatura del agua estaba fijada en 10 y/o 25 °C.

7,58	10°C	25°C	40°C
500	3,9746%	6,8615%	8,6322%
1000	16,5048%	18,8549%	27,0897%
1400	34,0123%	28,9215%	35,8781%

Tabla 4.43 Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de 7,58



Gráfica 4.32 Pérdidas de presión para diferentes temperaturas y mismo caudal para una longitud de paso adimensional de 7,58

Para el accesorio de paso adimensional de mayor longitud ($p/d = 7,58$), según puede verse en la [Gráfica 4.32](#) y en la [Tabla 4.43](#), cuando los caudales están fijados en 500 y 1000 g/min la presión parece incrementarse conforme aumenta la temperatura, de una manera más sutil en el primer caso y con mayores incrementos para 1000 g/min. Sin embargo para el caso de 1400 g/min se registraron pérdidas de presión similares para 10 y 40 °C y menores cuando la temperatura era de 25 °C. Al igual que se observó anteriormente un mayor caudal lleva asociado unas mayores pérdidas de presión

4.3.4 Pérdida de presión para las mismas condiciones de fluido y diferentes accesorios

En el siguiente apartado se trata de ver cómo la longitud del paso del muelle helicoidal influye en la pérdida de presión ocasionada por el flujo anular creado. Para ello se han comparado los registros de los accesorios con un paso adimensional igual a 5,78 y 7,58. En las siguientes gráficas se muestran las pérdidas de presión en Pascales para las mismas condiciones de temperatura y caudal variando únicamente los accesorios empleados y se muestra también en línea discontinua las pérdidas registradas para tubo liso.

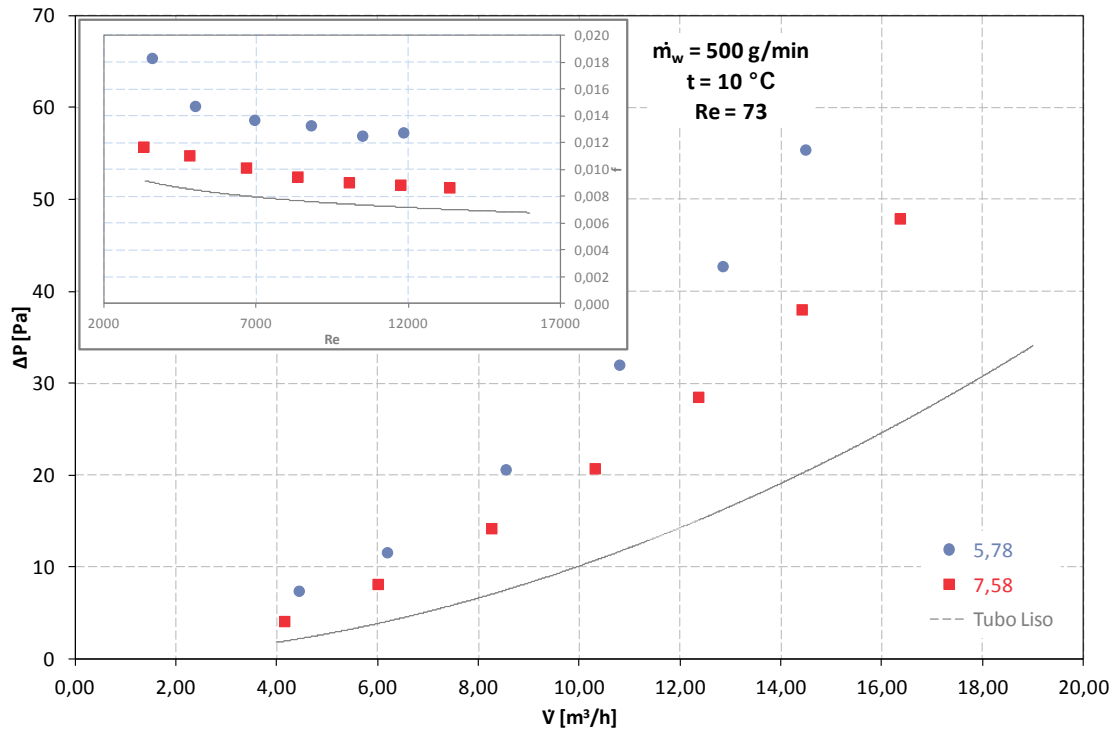
Al igual que en los apartados previos se acompaña la gráfica con los valores del factor de fricción suponiendo un espesor de película nulo y de unas serie de tablas para cuantificar las diferencias porcentuales entre los distintos casos.

En la primera tabla se mostrarán las diferencias de ambos casos y tubo liso empleando la expresión (4.3), entre las curvas que aparecen en la gráfica y la de guiones. En la segunda tabla se les ha restado a los valores de la primera las pérdidas ocasionadas por el accesorio en el caso de flujo monofásico con la plancha protectora de metal, ya que en flujo bifásico ésta estaba montada y no valdrían los datos de 4.2.3, también calculados con (4.3), mostrando así las pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular creado por el accesorio. Y en la tercera se muestra la diferencia de pérdidas entre ambos flujos, es decir, la diferencia entre los valores de la segunda tabla, cuantificando para cada caso la diferencia en las mismas condiciones de fluido según la longitud de paso empleado. Se han ordenado según el número de Reynolds asociado al caudal de agua, mostrado en cada gráfica junto con la temperatura y el caudal.

Las pérdidas de presión ocasionadas por los accesorios para flujo monofásico se muestran en la siguiente tabla

TL - 7,58-M	TL - 5,78-M
88,24%	134,91%

Tabla 4.44 Incremento en las pérdidas de presión ocasionadas por los accesorios en flujo monofásico con la plancha de metal instalada



Gráfica 4.33 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=10$ °C y $Re=73$

TL - 7,58	TL - 5,78
95,77%	177,04%

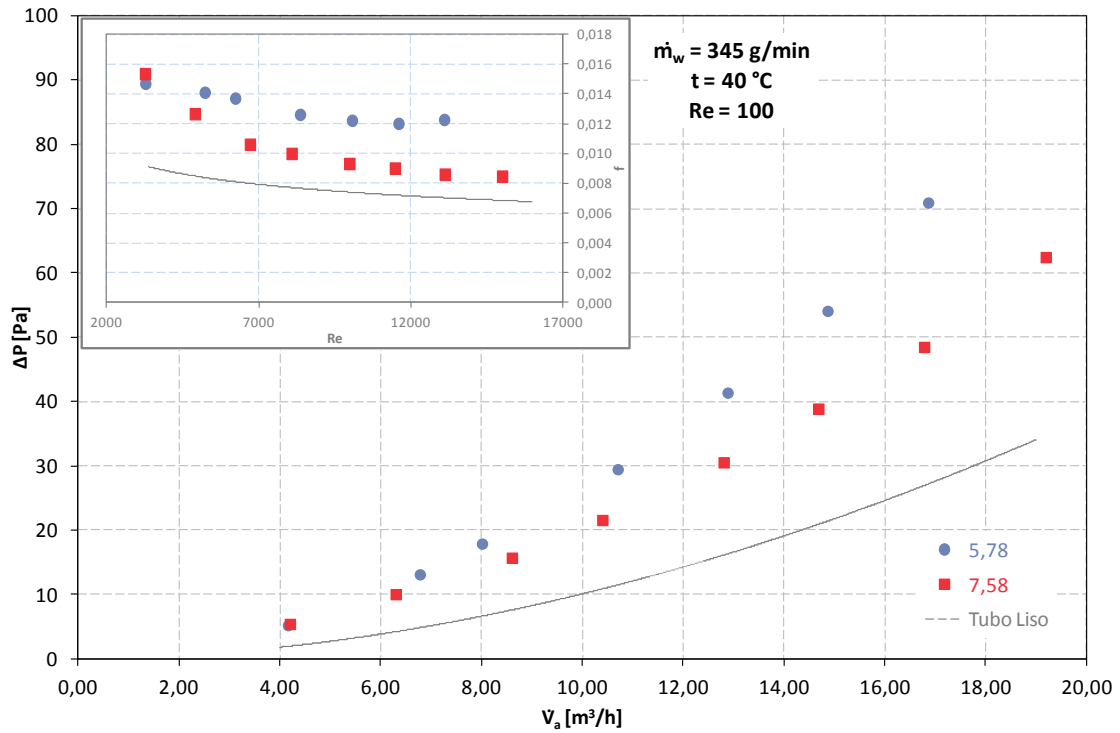
Tabla 4.45 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.33

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
7,53%	42,13%

Tabla 4.46 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.33

7,58 - 5,78
34,60%

Tabla 4.47 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.33



Gráfica 4.34 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=345$ g/min, $t=40$ °C y $Re=100$

TL - 7,58	TL - 5,78
108,98%	161,40%

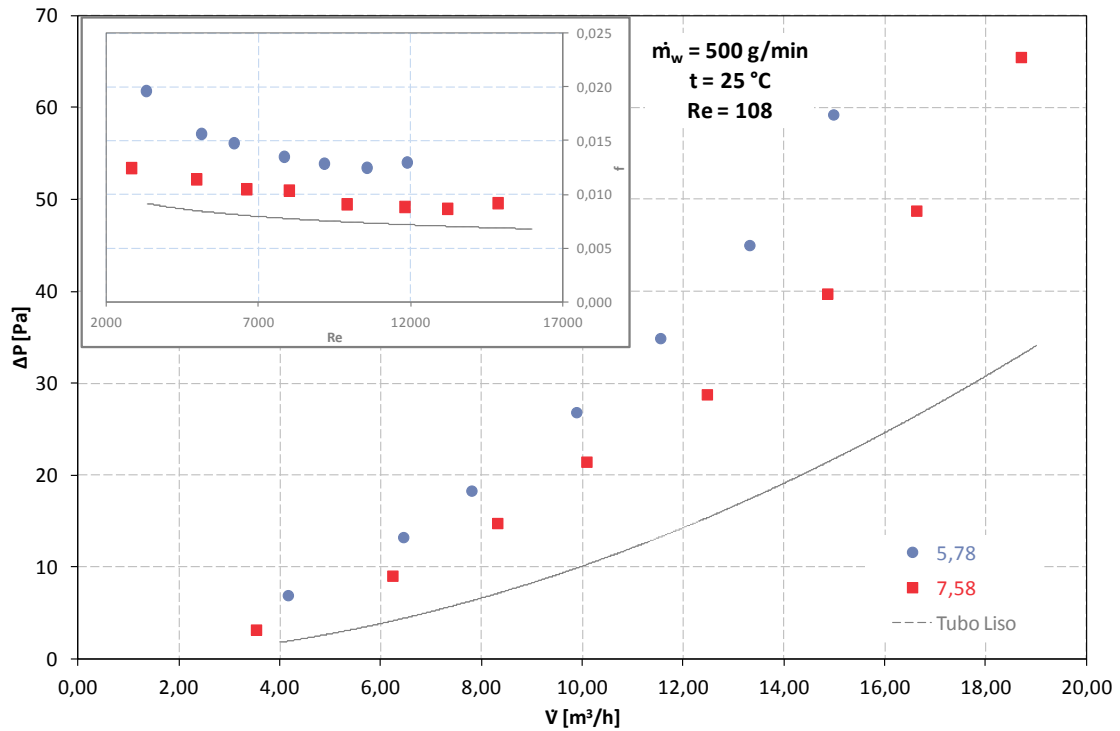
Tabla 4.48 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.34

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
20,73%	26,49%

Tabla 4.49 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.34

7,58 - 5,78
5,76%

Tabla 4.50 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.34



Gráfica 4.35 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=25$ °C y $Re=108$

TL - 7,58	TL - 5,78
101,26%	179,52%

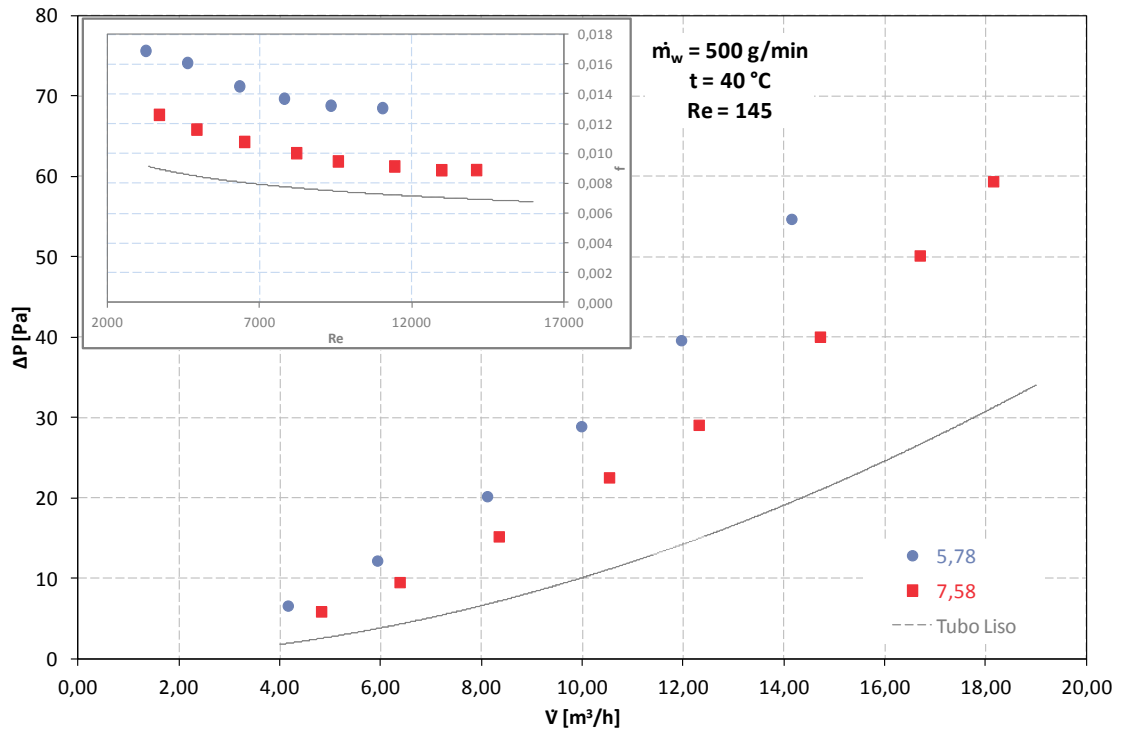
Tabla 4.51 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.35

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
13,01%	44,61%

Tabla 4.52 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.35

7,58 - 5,78
31,60%

Tabla 4.53 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.35



Gráfica 4.36 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=40$ °C y $Re=145$

TL - 7,58	TL - 5,78
104,57%	190,85%

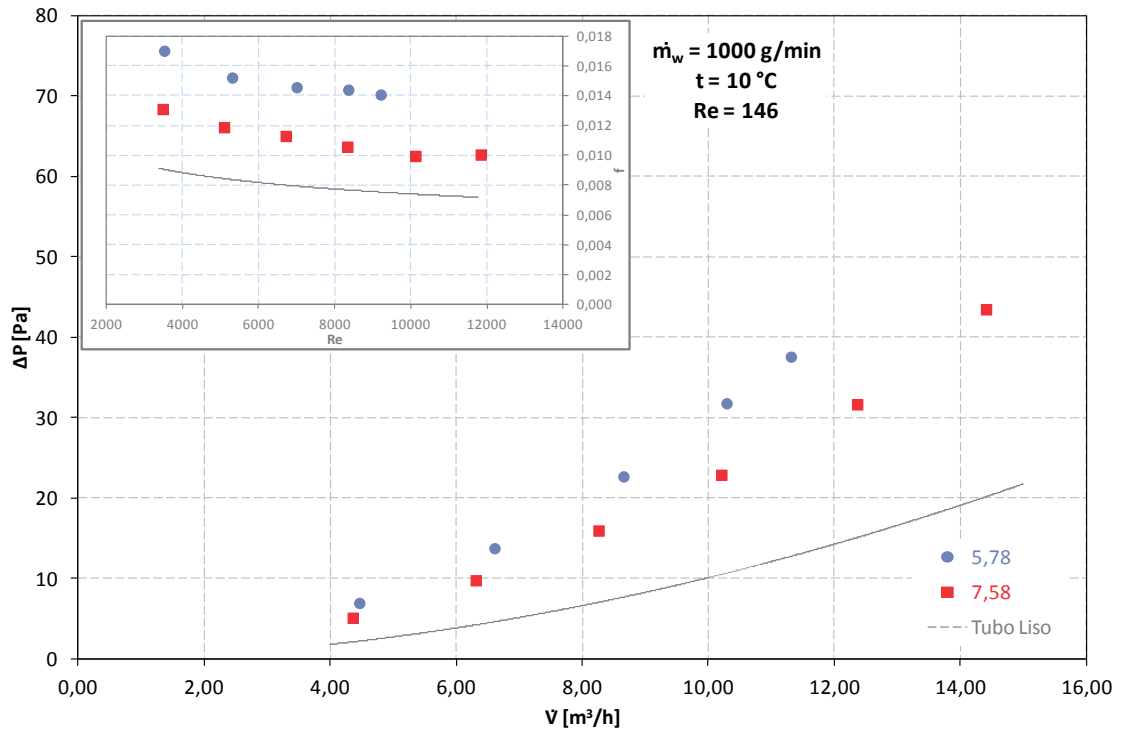
Tabla 4.54 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.36

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
16,33%	55,94%

Tabla 4.55 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.36

7,58 - 5,78
39,61%

Tabla 4.56 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.36



Gráfica 4.37 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1000$ g/min, $t=10$ °C $Re=146$

TL - 7,58	TL - 5,78
119,33%	194,75%

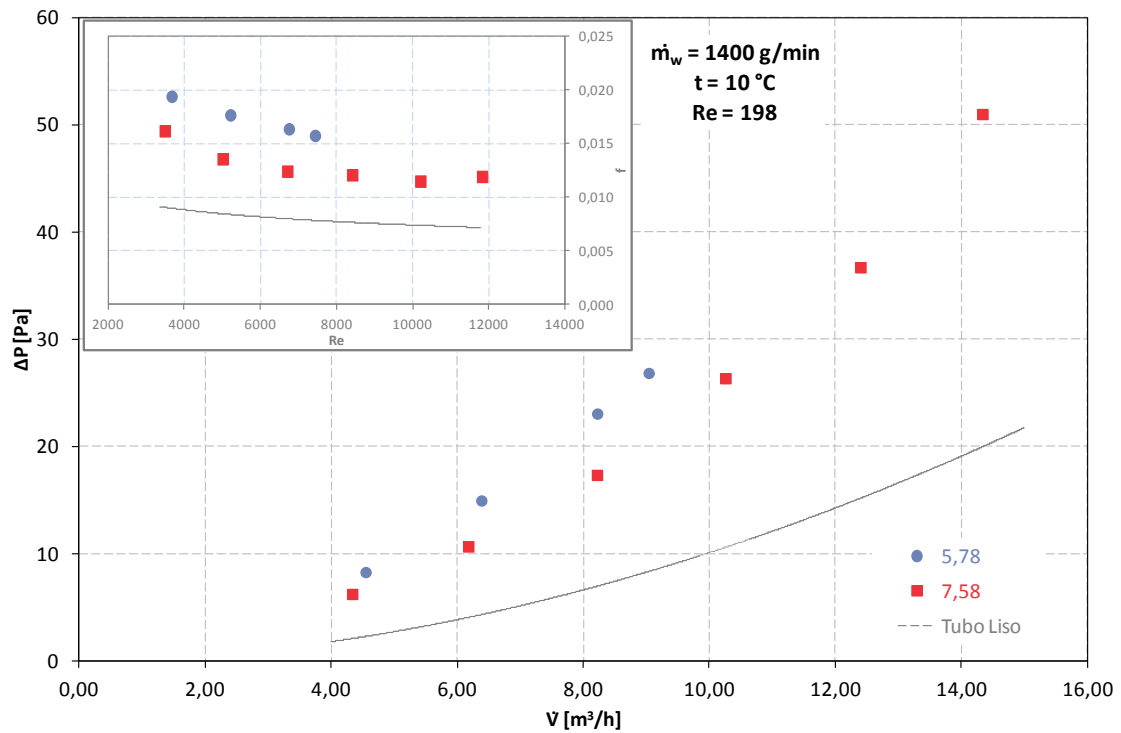
Tabla 4.57 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.37

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
31,08%	59,84%

Tabla 4.58 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.37

7,58 - 5,78
28,76%

Tabla 4.59 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.37



Gráfica 4.38 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1400$ g/min, $t=10$ °C $Re=198$

TL - 7,58	TL - 5,78
152,61%	217,14%

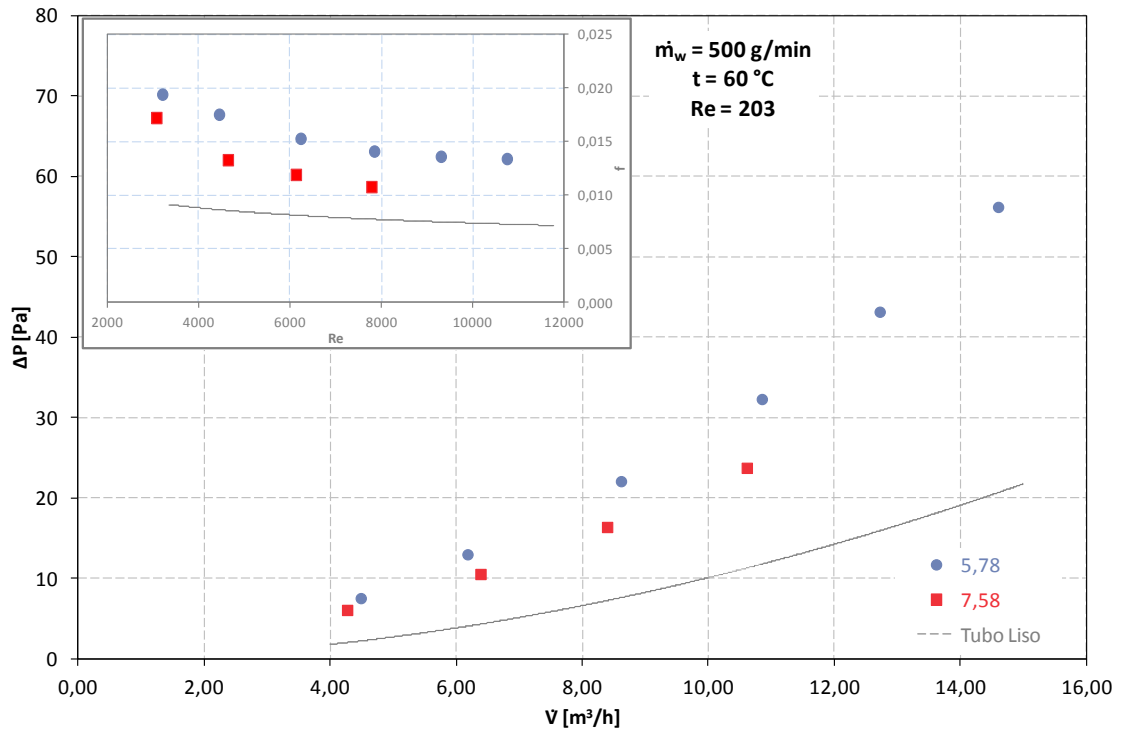
Tabla 4.60 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.38

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
64,37%	82,23%

Tabla 4.61 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.38

7,58 - 5,78
17,86%

Tabla 4.62 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.38



Gráfica 4.39 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=500$ g/min, $t=60$ °C $Re=203$

TL - 7,58	TL - 5,78
116,45%	185,44%

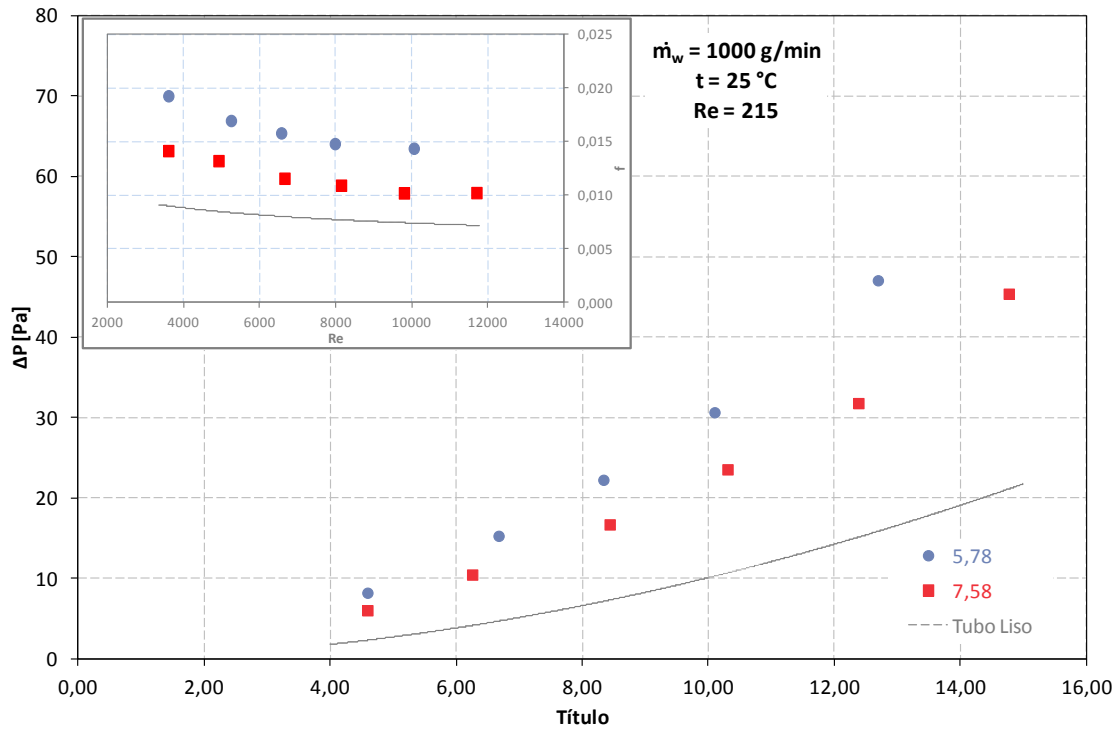
Tabla 4.63 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.39

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
28,20%	50,53%

Tabla 4.64 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.39

7,58 - 5,78
22,33%

Tabla 4.65 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.39



Gráfica 4.40 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1000$ g/min, $t=25$ °C $Re=215$

TL - 7,58	TL - 5,78
124,21%	202,76%

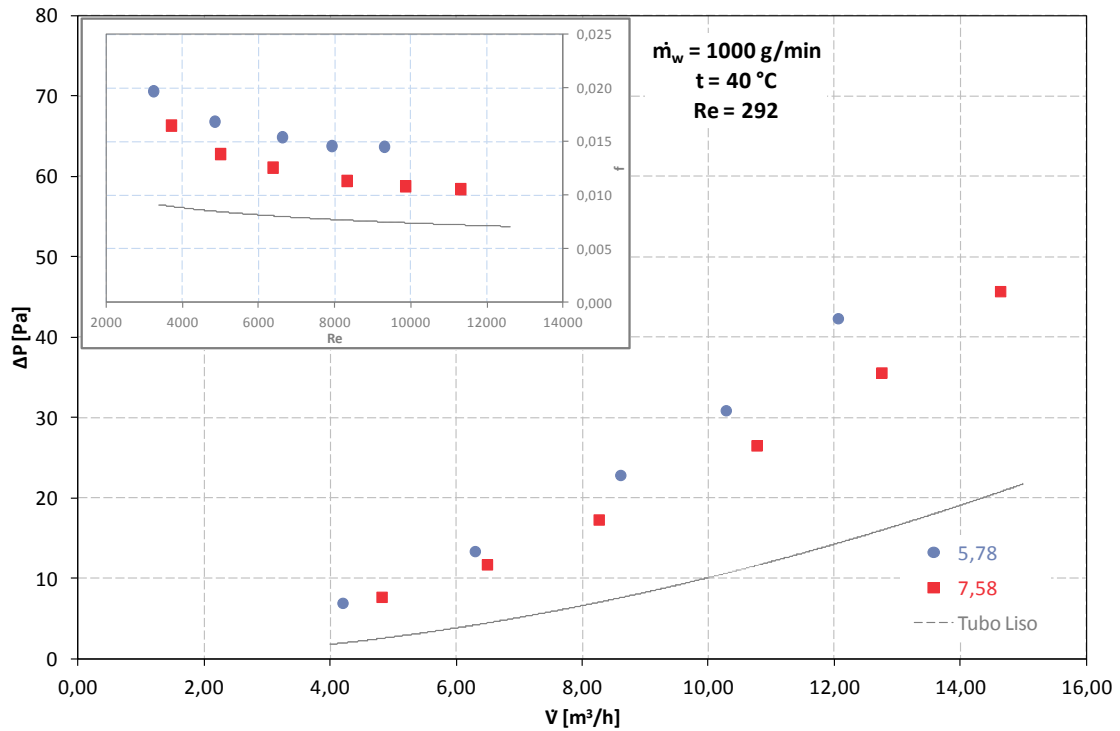
Tabla 4.66 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.40

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
35,97%	67,85%

Tabla 4.67 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.40

7,58 - 5,78
31,88%

Tabla 4.68 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.40



Gráfica 4.41 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1000$ g/min, $t=40$ °C $Re=292$

TL - 7,58	TL - 5,78
139,53%	195,62%

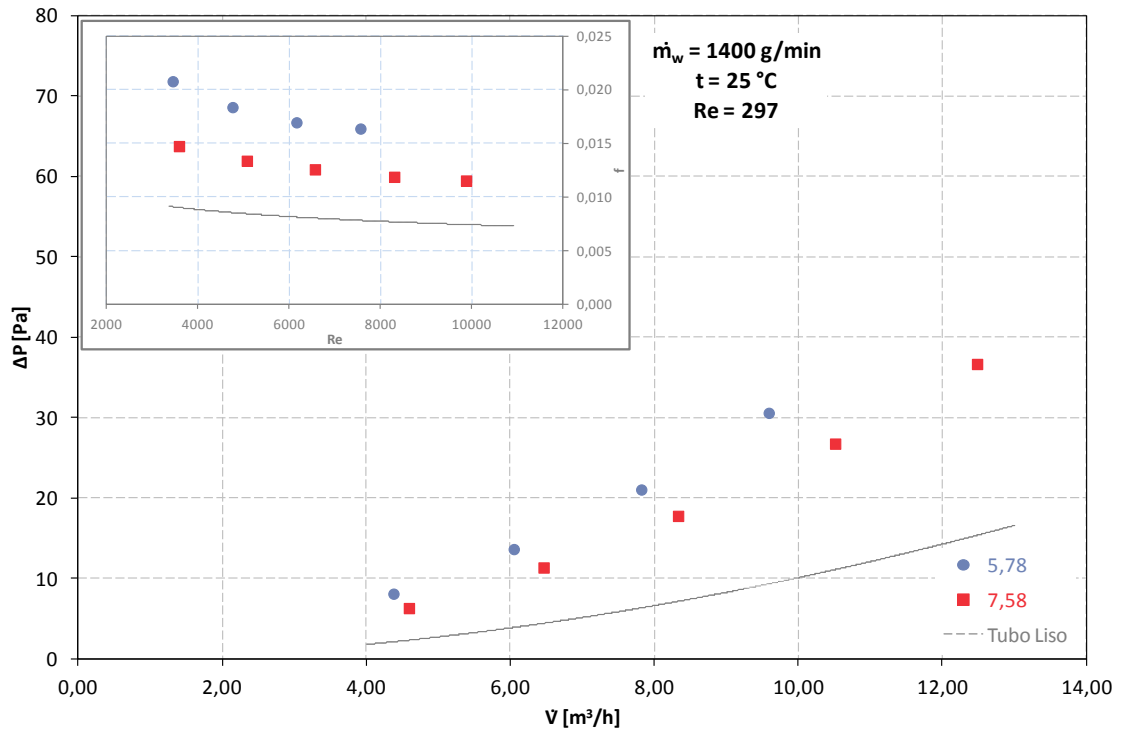
Tabla 4.69 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.41

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
51,29%	60,71%

Tabla 4.70 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.41

7,58 - 5,78
9,42%

Tabla 4.71 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.41



Gráfica 4.42 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1400$ g/min, $t=25 \text{ }^\circ\text{C}$ $Re=297$

TL - 7,58	TL - 5,78
142,90%	219,26%

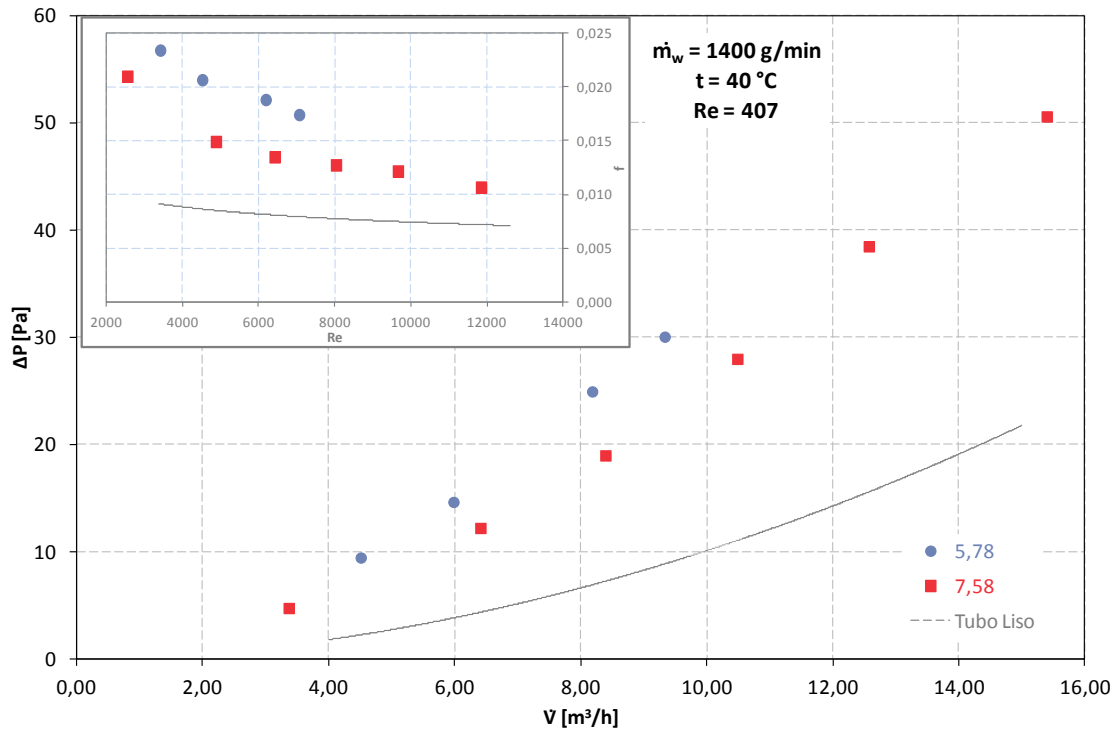
Tabla 4.72 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.42

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
54,66%	84,35%

Tabla 4.73 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.42

7,58 - 5,78
29,70%

Tabla 4.74 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.42



Gráfica 4.43 Evolución de la pérdida de presión y el factor de fricción según paso, para $\dot{m}_w=1400$ g/min, $t=40$ °C $Re=407$

TL - 7,58	TL - 5,78
156,63%	236,12%

Tabla 4.75 Incremento en las pérdidas de presión para flujo bifásico con accesorio respecto de tubo liso según las condiciones de la Gráfica 4.43

7,58-M - 7,58	5,78-M - 5,78
68,39%	101,21%

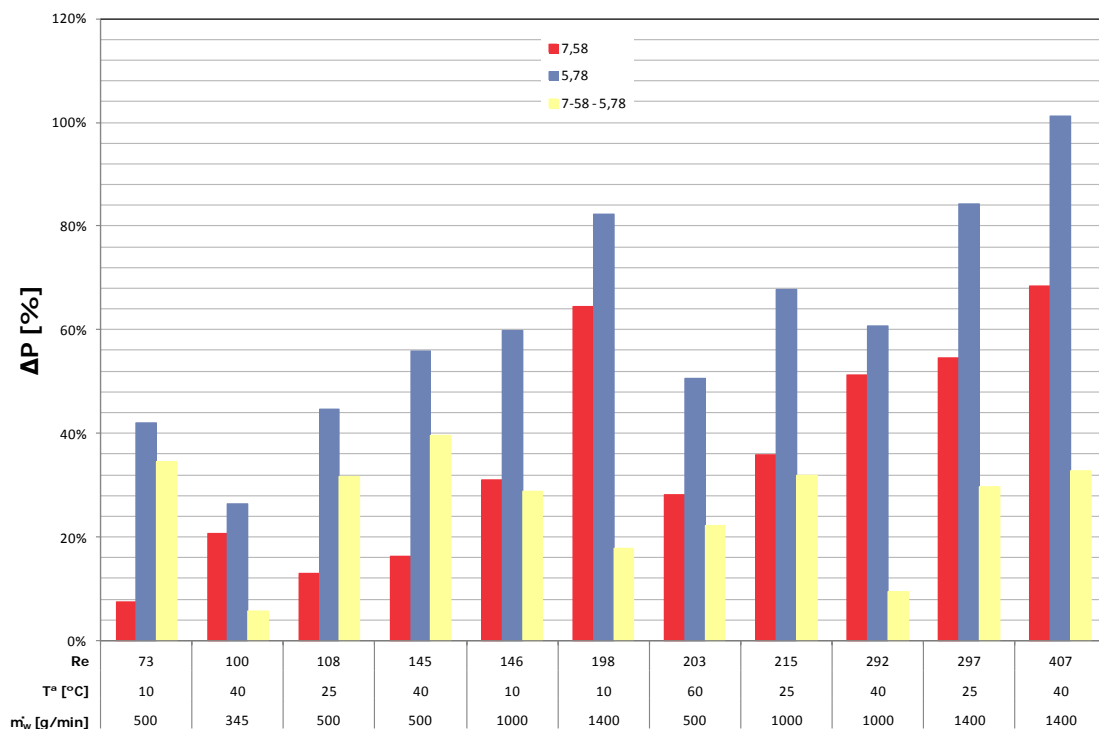
Tabla 4.76 Pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por el accesorio según las condiciones de la Gráfica 4.43

7,58 - 5,78
32,82%

Tabla 4.77 Diferencia de presión según el paso para las condiciones de Gráfica 4.43

En todas las condiciones estudiadas en las gráficas anteriores se observa, como era de esperar, que una longitud de paso mayor ocasiona unas pérdidas de presión menores, es decir, en todos los casos comparados las pérdidas ocasionadas por la longitud de paso 5,78 son mayores que las ocasionadas por el accesorio con una longitud de paso adimensional igual a 7,58. Esta conclusión coincide con las de los textos revisados con anterioridad en el [apartado 2.4](#).

Para finalizar esta sección, a modo de resumen y para facilitar la comparación se recogen en una tabla y una gráfica, las pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por los accesorios mostrados anteriormente a lo largo de este apartado. Los datos están agrupados según el accesorio, en azul para una longitud de paso adimensional igual a 5,78 y en rojo para 7,58. Junto con los incrementos de cada accesorio se recoge también la diferencia entre ambas pérdidas en amarillo. Se muestran junto con el incremento de presión la temperatura del agua, el caudal y el número de Reynolds.



Gráfica 4.44 Pérdidas de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio y diferencia entre ambos

Los valores de la [Gráfica 4.44](#) y la [Tabla 4.66](#) han sido ordenados siguiendo el número de Reynolds que se obtenía gracias al programa DASYLab. La diferencia entre

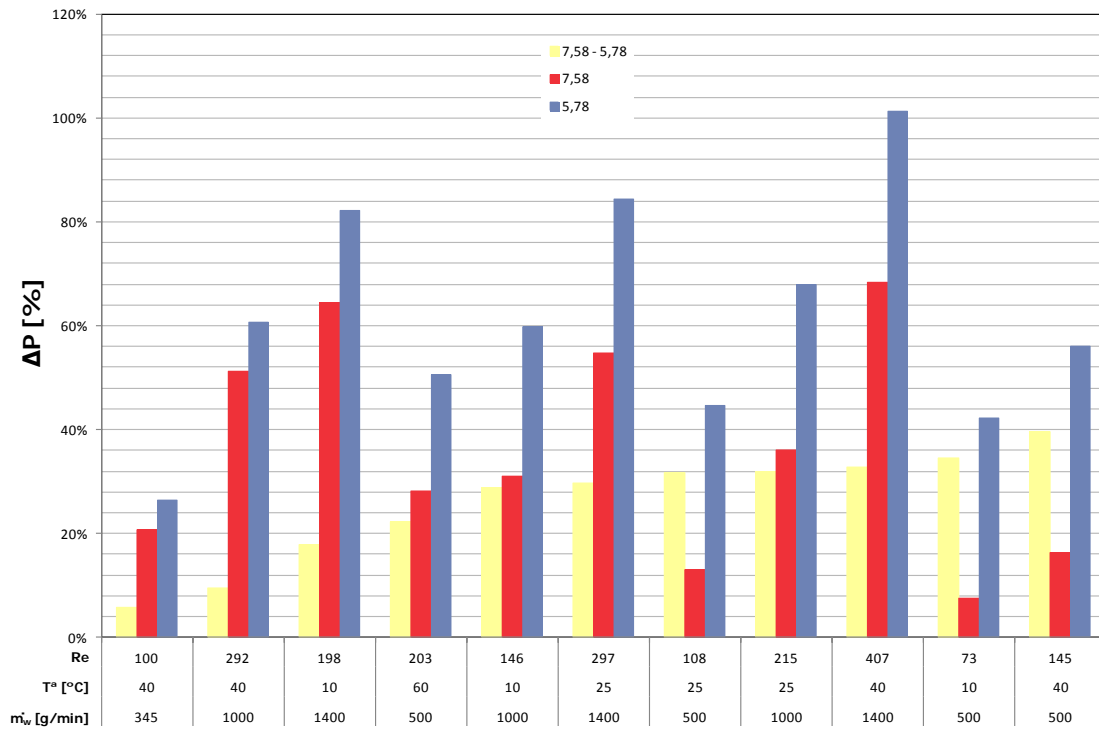
ambos accesorios, la barra amarilla, representa la diferencia en porcentaje tomando como referencia las pérdidas de tubo liso, se ha creído más acertado referirlo a las pérdidas de tubo liso ya que así podrían compararse entre ellas directamente, porque si se comparasen respecto de flujo monofásico con accesorio, los porcentajes estarían referidos a cantidades distintas ya que las pérdidas con aire solo más accesorio son diferentes dependiendo del accesorio; y además si se quisiera extrapolar a otra instalación, conociendo las pérdidas de tubo vacío se podría hacer una estimación de las pérdidas que ocasionaría el accesorio.

Re	\dot{m}_w [g/min]	T [°C]	p/d = 7,58	p/d = 5,78	7,58 - 5,78
73	500	10	7,53%	42,13%	34,60%
100	345	40	20,73%	26,49%	5,76%
108	500	25	13,01%	44,61%	31,60%
145	500	40	16,33%	55,94%	39,61%
146	1000	10	31,08%	59,84%	28,76%
198	1400	10	64,37%	82,23%	17,86%
203	500	60	28,20%	50,53%	22,33%
215	1000	25	35,97%	67,85%	31,88%
292	1000	40	51,29%	60,71%	9,42%
297	1400	25	54,66%	84,35%	29,70%
407	1400	40	68,39%	101,21%	32,82%

Tabla 4.78 Comparación de la pérdida de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio

Si la gráfica la reordenamos según la diferencia entre ambos accesorios representado en amarillo quedaría como se muestra a continuación en la [Gráfica 4.45](#). No parece haber una influencia clara de la temperatura en la pérdida de presión, al menos en los rangos de temperatura estudiados. También se muestra la tabla ordenada a continuación.

Las diferencias entre ambos casos van desde 5,76% para un caudal de 345 g/min y una temperatura de 40 °C, hasta 32,82% para el caso de un caudal de 500 g/min y una temperatura de 40 °C. No parece existir una relación directa a simple vista entre las diferencias debidas a los accesorios y los caudales, las temperaturas o el número de Reynolds.



Gráfica 4.45 Pérdidas de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio y diferencia entre ambos (2)

Re	\dot{m}_w [g/min]	T [°C]	p/d = 7,58	p/d = 5,78	7,58 - 5,78
100	345	40	20,73%	26,49%	5,76%
292	1000	40	51,29%	60,71%	9,42%
198	1400	10	64,37%	82,23%	17,86%
203	500	60	28,20%	50,53%	22,33%
146	1000	10	31,08%	59,84%	28,76%
297	1400	25	54,66%	84,35%	29,70%
108	500	25	13,01%	44,61%	31,60%
215	1000	25	35,97%	67,85%	31,88%
407	1400	40	68,39%	101,21%	32,82%
73	500	10	7,53%	42,13%	34,60%
145	500	40	16,33%	55,94%	39,61%

Tabla 4.79 Comparación de la pérdida de presión entre flujo monofásico y bifásico para misma temperatura y caudal y diferente accesorio

5. Resumen y Conclusiones

En el capítulo primero de este Proyecto Fin de Carrera se han explicado los motivos que han llevado a la redacción de esta proyecto, el cual se engloba dentro de las investigaciones que se están llevando en la actualidad en el Instituto de Ingeniería Térmica de la Universidad Técnica de la Escuela de Minas de Freiberg sobre energía geotérmica. En este Instituto se está estudiando la viabilidad de construir pozos de varios kilómetros de profundidad en la superficie terrestre a modo de intercambiadores de calor, geotérmica profunda, en los que se vierte un líquido que desciende por las paredes de los tubos mientras que el vapor sobrecalentado asciende por el corazón de éstos creando un flujo anular bifásico en contracorriente. Este proyecto se centra en concreto en estudiar y determinar las pérdidas de presión debidas a la fricción asociada a los accesorios que ayudan a cerrar el flujo anular cuando se trata de tubos inclinados, ya que dichas pérdidas afectarán a la relación de caudales máxima que permitirán mantener el flujo en contracorriente.

En el capítulo segundo se expone el modelo matemático que define el problema mediante las ecuaciones generales de Navier-Stokes en forma diferencial adoptando las simplificaciones pertinentes y diferenciando entre fase líquida y gaseosa. También se ha realizado en este capítulo una breve introducción a la energía geotérmica mostrando las tecnologías y aplicaciones empleadas en la actualidad y se ha realizado una revisión bibliográfica de la literatura abierta especializada para obtener información básica sobre el empleo de accesorios y como afectan a la pérdida de presión. No se encontró en la literatura información sobre flujo anular en contracorriente. Además se realizó una búsqueda de correlaciones en dicha literatura para el factor de fricción con el fin de validar los datos experimentales de este PFC para el caso de flujo monofásico.

La planta experimental fue descrita en el capítulo tercero, explicando en detalle los elementos más importantes de la instalación. El corazón de la planta experimental era un tubo de vidrio de 1500 mm de longitud y un diámetro interior de 28 mm con una inclinación de 20° respecto a la vertical. A continuación se describió el procedimiento de ensayo, la metodología desarrollada consistía básicamente en montar uno de los accesorios empleados, fijar la temperatura y el caudal de la fase líquida, en el caso de que se tratara de flujo bifásico, e ir registrando las pérdidas ocasionadas. El caudal de la fase gaseosa se iba incrementando en pequeños saltos permitiendo posteriormente mediante un programa informático (DASYLab) conectado a los aparatos de medida registrar las pérdidas de presión. Una vez cubierto el rango del caudalímetro que medía el flujo de aire, se cambiaban los accesorios y/o las condiciones de la fase líquida y se

repetía el proceso. También se realizó un estudio en profundidad de la estimación de las incertidumbres en las medidas siguiendo las reglas generales establecidas en la GUM. Se completa el capítulo con la enumeración de los problemas encontrados durante la realización del proyecto así como las soluciones que se adoptaron y sugerencias derivadas de la experiencia con el fin de facilitar su repetitividad o continuación en el futuro.

En el cuarto capítulo primero se detalló la metodología de procesamiento de los datos experimentales obtenidos a partir de los ensayos realizados. Posteriormente se presentaron los datos numéricos recogidos ya procesados en diferentes gráficas permitiendo así una fácil comparación entre diferentes configuraciones del banco de ensayos y otras investigaciones encontradas en la literatura abierta especializada. En base a estas comparaciones se analizaron los resultados logrados permitiendo determinar cómo influyen las diferentes temperaturas y caudales junto con la longitud de paso en la pérdida de presión. Estas mediciones se dividieron en dos grandes grupos, mediciones sin agua, flujo monofásico, y mediciones con agua, flujo anular bifásico en contracorriente.

En primer lugar se midieron las pérdidas para tubo vacío para confirmar la exactitud del experimento, arrojando un error respecto de la correlación de Blasius para el factor de fricción de Fanning para flujo turbulento del 6%.

Dentro del primer gran grupo, las primeras mediciones realizadas estudiaban como influía la posición de un accesorio que no cubría la totalidad del tubo en la pérdida del factor de fricción. En base a los resultados mostrados no se puede afirmar que la posición del accesorio influya en la pérdida de presión. A continuación se midieron y compararon la evolución del factor de fricción y de las pérdidas de presión de los tres accesorios estudiados para el caso de flujo monofásico. Los incrementos en el factor de fricción respecto de los datos para el tubo liso muestran que existe una relación inversa entre la longitud del paso del accesorio y las pérdidas, llegando a un incremento del 106,25% para el caso de un paso adimensional igual a 2,89 y de sólo un 10,02% para un paso de 7,58. Para una longitud de 5,78 el incremento fue del 33,33%.

También se registraron las pérdidas ocasionadas por la incorporación de un segundo accesorio recto junto con los helicoidales, mostrando un incremento similar en los tres casos. Para el accesorio de paso igual a 2,89 el incremento fue del 12,06%, para el del 5,78 el incremento fue del 10,53% y para el de una longitud de paso adimensionalizada igual a 7,58 el incremento alcanzado fue del 15%.

A continuación se comprobaron los resultados obtenidos con las correlaciones encontradas en la literatura abierta especializada revisada en el capítulo segundo. Lo que se observó es que entre las correlaciones encontradas existen discrepancias y por lo tanto

es difícil evaluar la bondad de las medidas, pero en general son aceptables. De todas las correlaciones estudiadas la que mejor se ajustó de manera global a los datos experimentales de este Proyecto fue la sugerida por Ravigururajan y Bergles [2] arrojando los siguientes errores según el paso, 8,83% para 2,89; 4,70% para 5,78; y 12,34% para 7,58. La correlación sugerida por Takeshima et al. [3] mostró un error del 8,17% para el accesorio con una longitud igual a 2,89.

Para la segunda parte del PFC se trabajó con un circuito cerrado de agua y para evitar las pérdidas de agua entre la desembocadura del tubo y el termostato se empleó una plancha de metal. Con el fin de poder comparar los resultados de esta segunda parte con los de flujo monofásico fue necesario medir las pérdidas asociadas a esta lámina de metal. Las pérdidas del factor de fricción según la longitud de paso fueron de 4,03% para 2,89, 9,33% para 5,78 y 7,34% para 7,58. No parece existir una relación entre la longitud del paso y el incremento en el factor de fricción. Esto puede deberse a que la plancha metálica era maleable y no siempre adoptaba la misma geometría.

No se contaba con los medios necesarios para poder conocer el espesor de la película de líquido descendente y por lo tanto el factor de fricción, por lo que en esta segunda parte los incrementos se mostraron respecto a las pérdidas de presión en lugar de, como se había hecho con en la primera parte, referirlos al factor de fricción. Antes de mostrar los datos para flujo bifásico se estudió como afecta el espesor de la corona de agua al cálculo del factor de fricción suponiendo tres casos, espesor nulo, espesor igual a la mitad del diámetro del alambre de los accesorios y en tercer lugar se igualó el espesor de la capa de líquido al del alambre. En la gráfica se puede ver la fuerte influencia del diámetro en el factor de fricción, esto es debido a que en la expresión empleada aparece elevado a la quinta potencia, arrojando una diferencia entre los casos más extremos cercano al 30%.

En la parte del PFC en la que se trabajó con flujo anular bifásico en contracorriente se prescindió del accesorio con una longitud de paso adimensional igual a 2,89. A continuación se mostró cómo afectan los diferentes caudales de agua a la pérdida de presión en el tubo. Se fijaron tres caudales diferentes, 500, 1000 y 1400 g/min y tres temperaturas, 10, 25 y 40 °C. Como era de esperar un mayor caudal se corresponde con una mayor pérdida de presión. Llegando a un incremento respecto de flujo monofásico del 42,7% en el caso del accesorio correspondiente a un paso del 5,78 y del 35,8% en el del 7,58.

Más adelante de manera análoga a como se hizo con el caudal se estudió cómo afecta la temperatura a la pérdida de presión no pudiéndose llegar a determinar que exista una relación entre temperatura y pérdidas de presión, al menos en el rango de temperaturas estudiado.

Para acabar se trató de ver cómo la longitud del paso del muelle helicoidal influye en la pérdida de presión ocasionada por el flujo anular creado. Para ello se compararon los registros de ambos accesorios, respecto de tubo liso y se restaron las pérdidas de flujo monofásico con accesorios, obteniendo así únicamente las pérdidas de presión ocasionadas por el flujo anular originado por los accesorios. Al igual que en flujo monofásico, una longitud de paso menor ocasiona unas pérdidas de presión mayores. La diferencia de pérdidas de presión entre ambos accesorios osciló entre 5,76% y 32,82% no pudiéndose observar a tenor de los resultados una dependencia del caudal, la temperatura o el número de Reynolds para el flujo de agua.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Uttarwar, S. B., & Raja Rao, M. (1985). **Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts.** *Journal of heat transfer*, 107(4), 930-935.
- [2] Ravigururajan, T. S., & Bergles, A. E. (1996). **Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes.** *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13(1), 55-70.
- [3] Takeshima, K., Fujii, T., Takenaka, N., & Asano, H. (2002). **The flow characteristics of an upward gas-liquid two-phase flow in a vertical tube with a wire coil: Part 1. Experimental results of flow pattern, void fraction, and pressure drop.** *Heat Transfer—Asian Research*, 31(8), 639-651.
- [4] Shoji, Y., Sato, K., & Oliver, D. R. (2003). **Heat transfer enhancement in round tube using wire coil: influence of length and segmentation.** *Heat Transfer—Asian Research*, 32(2), 99-107.
- [5] García, A., Vicente, P. G., & Viedma, A. (2005). **Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers.** *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(21), 4640-4651.
- [6] Naphon, P. (2006). **Effect of coil-wire insert on heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tubes.** *International communications in heat and mass transfer*, 33(6), 753-763.
- [7] García, A., Solano, J. P., Vicente, P. G., & Viedma, A. (2007). **Flow pattern assessment in tubes with wire coil inserts in laminar and transition regimes.** *International journal of heat and fluid flow*, 28(3), 516-525.
- [8] Promvongse, P. (2008). **Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires.** *Energy Conversion and Management*, 49(5), 980-987.
- [9] Akhavan-Behabadi, M. A., Salimpour, M. R., & Pazouki, V. A. (2008). **Pressure drop increase of forced convective condensation inside horizontal coiled wire inserted tubes.** *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(9), 1220-1226.
- [10] Akhavan-Behabadi, M. A., Mohseni, S. G., Najafi, H., & Ramazanzadeh, H. (2009). **Heat transfer and pressure drop characteristics of forced convective evaporation in horizontal tubes with coiled wire inserts.** *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(10), 1089-1095.
- [11] Gunes, S., Manay, E., Senyigit, E., & Ozceyhan, V. (2011). **A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts.** *Applied Thermal Engineering*, 31(14), 2568-2577.

- [12] **Evaluación de datos de medición. Guía para la Expresión de la Incertidumbre de Medida.** *Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Centro Español de Metrología*, 2008. Edición digital. NIPO: 706-10-001-0
<http://www.cem.es/sites/default/files/gum20digital1202010.pdf>
- [13] <http://www.dasylab.com/>
- [14] José Pérez García (2007/2008) **Apuntes de la asignatura Mecánica de Fluidos General. 2º Curso de Ingeniería Técnica Industrial. Mecánica.**
- [15] Bäröw E. (20.10.2008). **Wärmeaustag bei tiefer Geothermie durch Direktverdampfung.**
- [16] **SITRANS F C MASS 2100 Di 3-40. Instrucciones de servicio (07/2010)**
<http://goo.gl/jpEzIz>

A. Estimación de la Presión de la Habitación

Como ya se ha comentado en los problemas sólo se registró la presión de la habitación para la segunda mitad del proyecto, por lo que para el resto de medidas hubo que realizar una estimación. Los cálculos de esa estimación es lo que se trata de explicar en este apartado.

Como datos de partida se emplearon los facilitados por una estación meteorológica cercana al instituto. Se estableció una comparativa entre éstos y los medidos por el barómetro vertical de mercurio del laboratorio. Se cuantificó la diferencia entre ambos en tanto por ciento y posteriormente se empleó esta diferencia para modificar los datos de la estación para los días en los que no se anotó la presión dentro del laboratorio. A continuación se muestra un ejemplo del proceso de cálculo.

Primero se obtiene la diferencia de presión debida a la diferencia de alturas entre la estación meteorológica (424 m) y el instituto (397 m)

$$\begin{array}{ll} \Delta h: & 27 \text{ m} \\ \rho_a: & 1,1881 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\Delta P_h = g \times \Delta h \times \rho_a = 9,81 \times 27 \times 1,1881 = 314,69 \text{ Pa} = 3,15 \text{ hPa}$$

Esta diferencia se ha de sumar a la lectura de la presión en la estación meteorológica ya que el instituto se encuentra a una altura menor. A continuación del total de presiones registradas por la estación se tiene en cuenta solamente la presión para los intervalos de tiempo en los que se realizaron las mediciones. Se calcula la media para cada tanda y se convierte a torr para su posterior comparación con las medidas del interior del laboratorio.

Número	Fecha - hora	P_{Fre} [hPa]	P'_{Fre} [hPa]	$\overline{P_{Fre}}$ [hPa]	$\overline{P_{Fre}}$ [Torr]
1	20.8 - 11:00	1025,5	1028,6	1028,5	771,5
	20.8 - 12:00	1025,3	1028,4		
2	20.8 - 14:00	1024,8	1027,9	1027,4	770,6
	20.8 - 15:00	1024,1	1027,2		
	20.8 - 16:00	1023,8	1026,9		
3	20.8 - 16:00	1023,8	1026,9	1026,5	770,0
	20.8 - 17:00	1023,4	1026,5		
	20.8 - 18:00	1023,0	1026,1		
4	21.8 - 11:00	1024,0	1027,1	1026,8	770,1
	21.8 - 12:00	1023,3	1026,4		
	21.8 - 13:00	1023,6	1026,7		
5	21.8 - 16:00	1022,4	1025,5	1024,9	768,7
	21.8 - 17:00	1021,3	1024,4		
	21.8 - 18:00	1021,5	1024,6		

Tabla A.1 Ejemplo de estimación de $P_{room}^* 1$

Por otro lado se tienen los valores de presión registrados dentro del laboratorio en el barómetro vertical de mercurio, que se emplean como valores de referencia con los que calcular la diferencia.

Número	P_{bar} [Torr]
1	732,8
2	732,8
3	732,8
4	731,3
5	731,3

Tabla A.2 Ejemplo de estimación de $P_{room}^* 2$

A esos valores es necesario realizarles un ajuste debido a la influencia de la temperatura de la habitación aplicando (3.16), sirva como ejemplo el registro de datos de la tanda número 2, primero se ha calculado la temperatura media:

Hora	t_{room} [°C]	$\overline{t_{room}}$ [°C]
14:10:18	26,81	27,02
14:20:39	26,93	
14:36:01	27,10	
14:48:33	26,95	
15:02:37	26,92	
15:19:10	27,10	
15:40:38	27,11	
16:10:23	27,24	

Tabla A.3 Ejemplo de estimación de P_{room} * 3

conocida la temperatura media se sustituye finalmente en la expresión con la presión para la serie n° 2:

$$P_{room} = P_{bar}(1 - 0,000182 \times \overline{t_{room}}) = 732,8 \times (1 - 0,000182 \times 27,02) = 729,20 \text{ Torr}$$

aplicando (3.16) al resto de tandas del ejemplo quedaria como puede verse en la siguiente tabla

Número	P_{bar} [Torr]	$\overline{t_{room}}$ [°C]	P_{room} [Torr]
1	732,8	25,60	729,39
2	732,8	27,02	729,20
3	732,8	27,47	729,14
4	731,3	28,07	727,56
5	731,3	29,42	727,38

Tabla A.4 Ejemplo de estimación de P_{room} * 4

Ahora ya se puede realizar una comparación entre la presión medida en Freiberg corregida con la altura $\overline{P_{Fre}}$ y la medida por el barómetro corregida con la temperatura en

la habitación, P_{room} . Para conocer la diferencia entre ambas en tanto por ciento, se empleó la siguiente expresión:

$$\left| \frac{\overline{P_{Fre}} - P_{room}}{\overline{P_{Fre}}} \right| \times 100 = \text{diferencia}$$

Número	$\overline{P_{Fre}}$ [Torr]	P_{room} [Torr]	Diferencia [%]
1	771,5	729,39	5,77032062
2	770,6	729,20	5,67778601
3	770,0	729,14	5,60079824
4	770,1	727,56	5,85311416
5	768,7	727,38	5,68325571
Diferencia media [%]			5,71705495

Tabla A.5 Ejemplo de estimación de P_{room}^* 5

En este ejemplo con 5 series la diferencia sería del 5,72 %, empleando todos los datos disponibles comunes a ambos registros, dentro del laboratorio y estación meteorológica externa, esa diferencia se fijó en 5,69 %, este porcentaje es el que se ha de restar a los datos de la estación meteorológica para los días en los que no se anotó la presión dentro del laboratorio, quedando como se muestra a continuación:

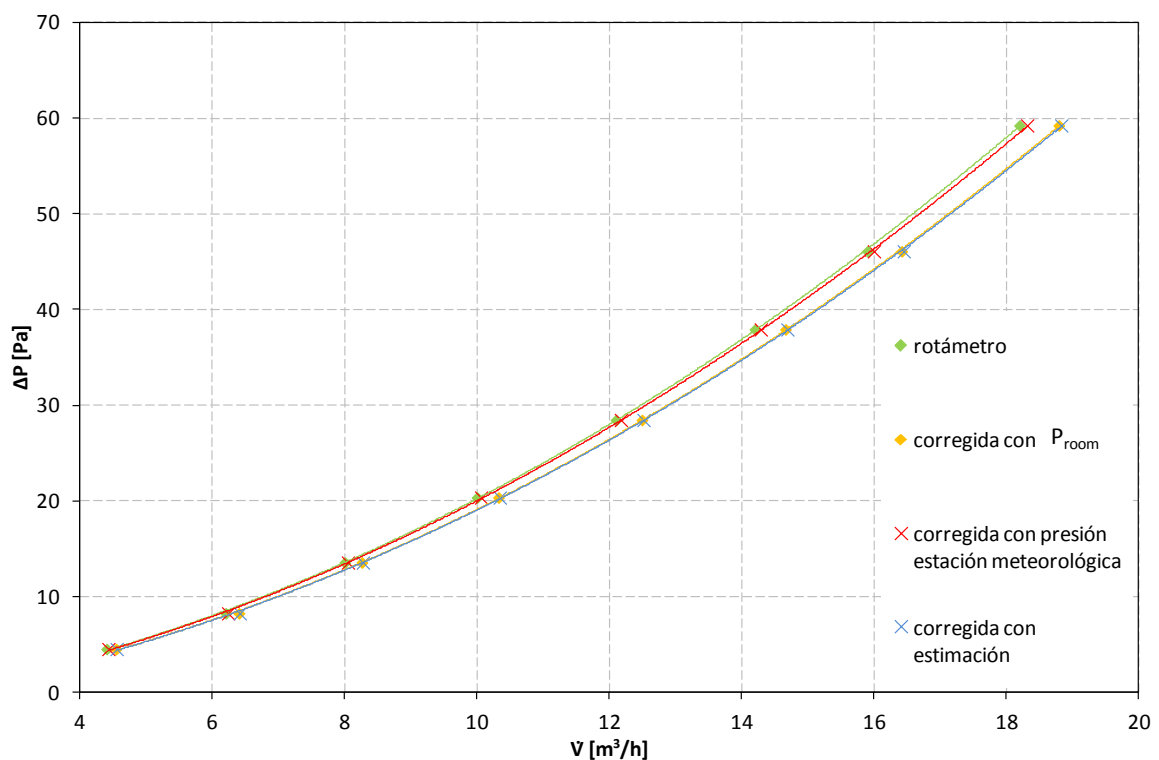
$$1019,8 \times \left(1 - \frac{5,6855}{100} \right) = 961,82 \text{ hPa}$$

$\overline{P_{Fre}}$ [hPa]	P_{room}^* [hPa]
1019,8	961,82
1030,4	971,81
1029,4	970,92
1027,6	969,22
1021,9	963,82
1022,5	964,36

Tabla A.6 Ejemplo de estimación de P_{room}^* 6

En el siguiente gráfico, podemos ver cómo queda la evolución de la pérdida de presión frente al caudal de aire para los siguientes casos:

- Con el caudal leído directamente del rotámetro sin ningún tipo de ajuste. Representado con un rombo verde.
- Con el caudal corregido con la presión dentro de la habitación (P_{room}) y la temperatura del aire a la salida (t_{room}). Representado con un rombo naranja.
- Con el caudal corregido con la presión recogida por la estación meteorológica ($\overline{P_{Fre}}$) y la temperatura del aire a la salida (t_{room}). Representado por un aspa roja.
- Con el caudal corregido con la presión estimada (P_{room}^*) y la temperatura del aire a la salida. Representado por un aspa azul.



Gráfica A.1 Comparativa entre el caudal del rotámetro antes y después del ajuste con la presión de la habitación y con la estimación de la presión

La diferencia entre el caudal corregido con la presión de la habitación y con la estimación de la presión es menor a un 0,20 % para este ejemplo motivo por el cual se superponen las líneas de color naranja y azul pareciendo una única línea de color gris.

B. Calculo de la Expresión de la Viscosidad Cinemática

La expresión de la viscosidad cinemática empleada este Proyecto ha sido calculada mediante interpolación de tablas, su obtención es lo que se explica en este anexo.

Se partió de una tabla con las propiedades del aire como la que se muestra a continuación:

T	ν
°C	$E-7 m^2/s$
0	135,2000
10	144,2000
20	153,5000
30	163,0000
40	172,6000

Tabla B.1 Viscosidad cinemática del aire en función de la temperatura

A continuación se representaron los valores en una gráfica para poder obtener la expresión que mejor se ajustaba a los puntos. El rango de valores de la temperatura del aire con los que se trabajó en el laboratorio osciló entre 10 y 30 °C, por lo que solamente se representaron dichos valores

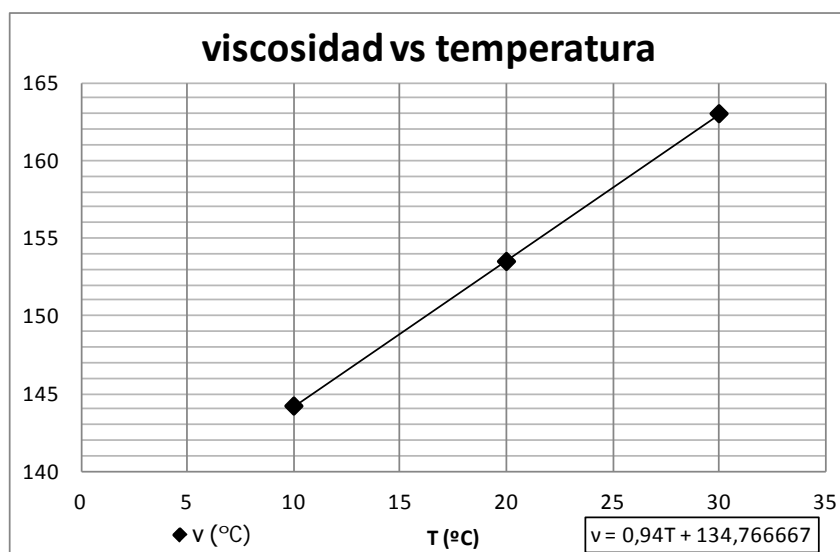


Tabla B.2 Viscosidad cinemática del aire en función de la temperatura

La expresión una vez calculada la fracción generatriz de la constante sería:

$$v(t) = \left(0,94T_{sal} + \frac{12129}{90}\right) \cdot 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s}\right]$$