

Para proyectar correctamente cualquier sistema de tuberías, las pérdidas en las válvulas y acoplamientos del sistema deben ser evaluados con un criterio realista. Hoy por hoy existen multitud de correlaciones y tablas para determinar estas pérdidas, sin embargo, la gran mayoría de éstas no tienen un origen claro.

Es importante subrayar que utilizar un método generalizado para el cálculo exacto de estos coeficientes es muy difícil, ya que cada fabricante incluye sus propias modificaciones. El objetivo de este tema será tratar de establecer un método claro y exacto para calcular las pérdidas de carga.

Existen dos tipos de coeficientes (1):

Coefficientes de pérdidas de carga: Indican cuánta presión se pierde en este elemento de la instalación. Sirven para dimensionar la instalación.

Coefficientes de capacidad: Permiten calcular el caudal que puede circular por la válvula en función de la presión diferencial de la misma.

5.1 – Pérdidas de carga lineal

Aunque ya comentados en el tema 2, se resumen a continuación los pasos a seguir para calcular las pérdidas hidráulicas en una tubería.

Problema 5.1- Calcula las pérdidas de carga que se producen a lo largo de una tubería de polibutileno de DN 25 (S 8), estando el agua a una temperatura de 7 °C si circulan 2 l/s

Al estar las unidades en 2 l/s, pasamos a m³/s:

$$\dot{m}_V = 2 \text{ m}^3/\text{h} = \frac{2}{3600} = 0,000555 \text{ m}^3/\text{s}$$

Al tener una tubería de polibutileno de DN 25, el diámetro interior es de 25-1,3 = 23,7 mm

$$v = \frac{\dot{m}_V}{\pi D^2/4} = \frac{0,000555}{\pi 0,0237^2/4} = \frac{0,000555}{0,000441} = 1,25 \text{ m/s}$$

Las propiedades del agua¹ a 10 °C son $\rho=999,6 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0,00134 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, siendo el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{999,6 \times 1,25 \times 0,0237}{0,00134} = 22099$$

El factor de rugosidad es de:

$$k^* = \frac{\rho \cdot v \cdot k}{\mu} = \frac{999,6 \cdot 1,25 \cdot 0,0000015}{0,00134} = 1,398$$

$$f = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} = 0,0238$$

$$\Delta p = f \frac{1}{D} \frac{v^2}{2g} = 0,0238 \cdot \frac{1 \cdot 1,25^2}{0,0237 \cdot 2 \cdot 9,8} = 0,08 \text{ m. c. a./m}$$

¹ Véase correlaciones en ANEXO I

5.2 – Coefficientes de pérdida de carga K_c ➤ Coefficiente de pérdidas de K_c :

A través de este coeficiente, las pérdidas se calculan mediante la fórmula:

$$\Delta p = \frac{1}{2} K_c \rho v^2 \quad 5-1$$

Δp pérdida de presión en pascales [Pa].

K_c coeficiente de pérdidas [adimensional].

v velocidad del fluido [m²/s].

ρ densidad del fluido [kg/m³].

➤ Longitud equivalente:

Si el fabricante proporcionase el valor de L_{eq} , las pérdidas de carga se calcularían de la siguiente manera:

$$\Delta p = f \frac{v^2 L_{eq}}{2g D} \quad 5-2$$

Δp pérdida de presión en pascales [Pa].

f factor de fricción

D diámetro de la tubería [m]

g constante de la gravedad 9,8 [m/s²]

v velocidad del fluido [m²/s]

5.3 – Coeficientes de capacidad➤ Coeficiente Cv:

Se define como el caudal de agua en galones por minuto que pasa a través de una válvula en posición totalmente abierta y con una pérdida de carga de 1 psi.

Se utiliza ampliamente en EE.UU.

$$C_v = \dot{m}_v \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta p}} \quad 5-3$$

Δp pérdida de presión [psi]

\dot{m}_v caudal en galones por minuto [gal/min]

γ densidad relativa del fluido con respecto a la del agua

➤ Coeficiente Kv:

Se define como el caudal de agua en metros cúbicos por hora, que pasará por una válvula totalmente abierta con una pérdida de caudal de 1 kg/cm².

$$K_v = \dot{m}_v \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta p}} \quad 5-4$$

Δp pérdida de presión [bar]

\dot{m}_v caudal en [m³/s]

γ densidad relativa del fluido con respecto a la del agua

Es el más utilizado en Europa y en aquellos países que utilicen el sistema métrico. Como la única diferencia entre estos dos coeficientes son las unidades, se puede establecer fácilmente un relación:

$$K_v = 0,86 \cdot C_v \quad 5-5$$

5.4 – Introducción al cálculo de coeficientes de pérdida de carga

La dificultad que presenta el cálculo de pérdidas de presión a través de una tubería se debe principalmente a la escasa documentación apropiada que existe sobre el tema. Son numerosos los libros y documentos que tratan este tema, sin embargo, dado el carácter genérico con el que tratan este tema, nunca dan resultados exactos.

Lo ideal, sería encontrar algún tipo de correlación, que en función de una serie de datos de entrada, se obtuviera directamente el coeficiente de pérdida de carga K_c .

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), presenta dos tablas para el cálculo de los coeficientes K_c (2). Tal y como aclara el propio artículo, los valores de dichos coeficientes han sido obtenidos suponiendo que los valores de k son independientes del número de Reynolds (lo que significa que el tipo de flujo en el interior de la tubería corresponde al de turbulencia), cosa que no ocurre en la realidad (3). ASHRAE también publica datos correspondientes a variaciones como consecuencia de emplear distintos tipos de uniones, siendo estos valores muy poco exactos, ya que simplemente establece rangos de variación.

Otra fuente muy interesante es el libro publicado por la multinacional Crane Co. (4). Crane de nuevo establece que el valor de k es independiente del número de Reynolds, sin embargo, da un paso más y considera que el valor de k si es dependiente del diámetro (5) y establece a partir de datos experimentales una serie de correlaciones.

A pesar de los esfuerzos de distintas organizaciones por unificar los coeficientes de pérdidas en una única correlación dependiente únicamente del diámetro, nunca se ha llegado a obtener resultados satisfactorios. Todas las correlaciones y métodos de aproximación introducen cierto error, que en cualquier caso será deseable evitar.

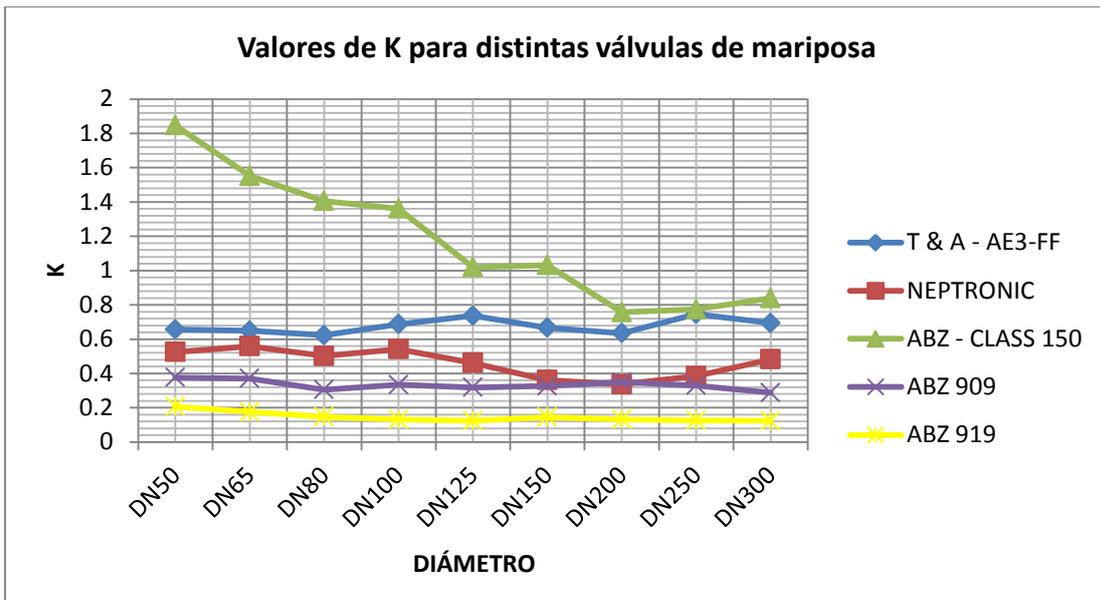


Figura 5.1 – Distintos coeficientes de pérdidas suministrado por proveedores (6) (7) (8)

En la figura 5.1 y 5.2 se puede observar como resulta imposible unificar con una única correlación las pérdidas de carga que se producen en un tipo de válvula. En la figura 5.1 se comparan varios tipos de válvulas con dos correlaciones, una propuesta por Crane Engineering, y la segunda propuesta por ASHRAE. De nuevo se observa como la diferencia puede llegar a ser muy importante.

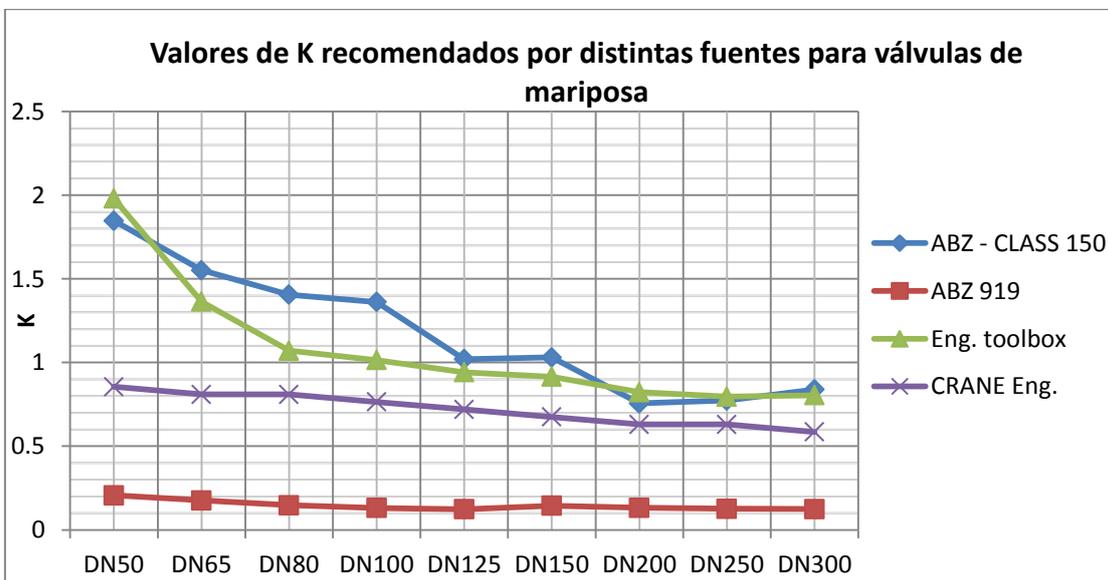


Figura 5.2 – Valores de K recomendados para válvulas de mariposa (8) (4) (6)

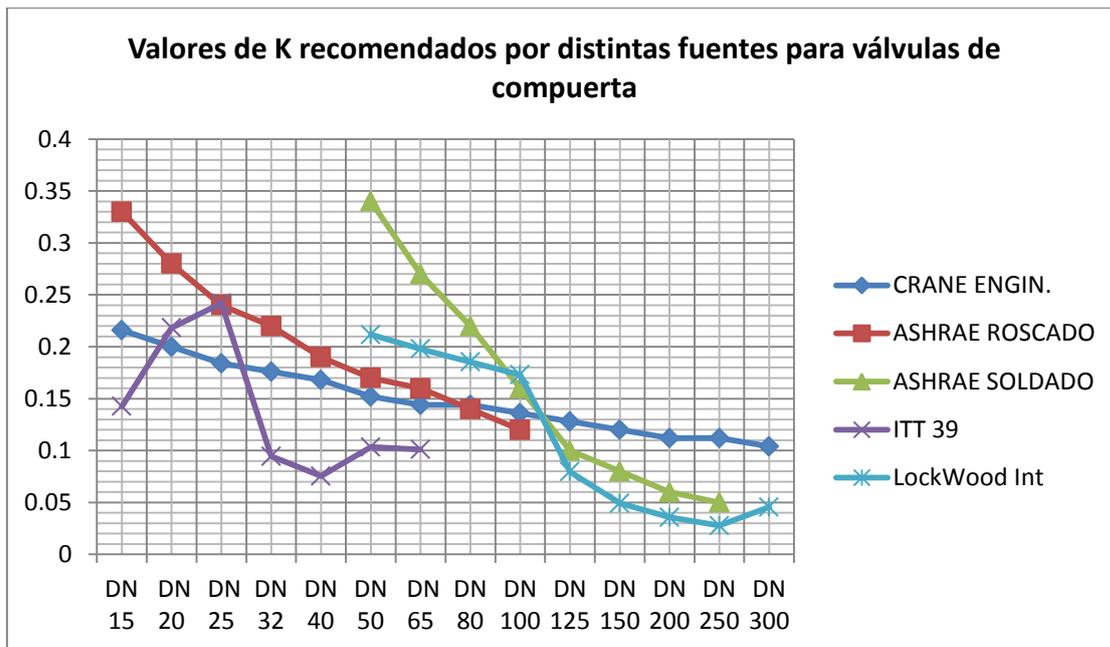


Figura 5.3 – Valores de K recomendados para válvulas de compuerta (9) (4) (11)

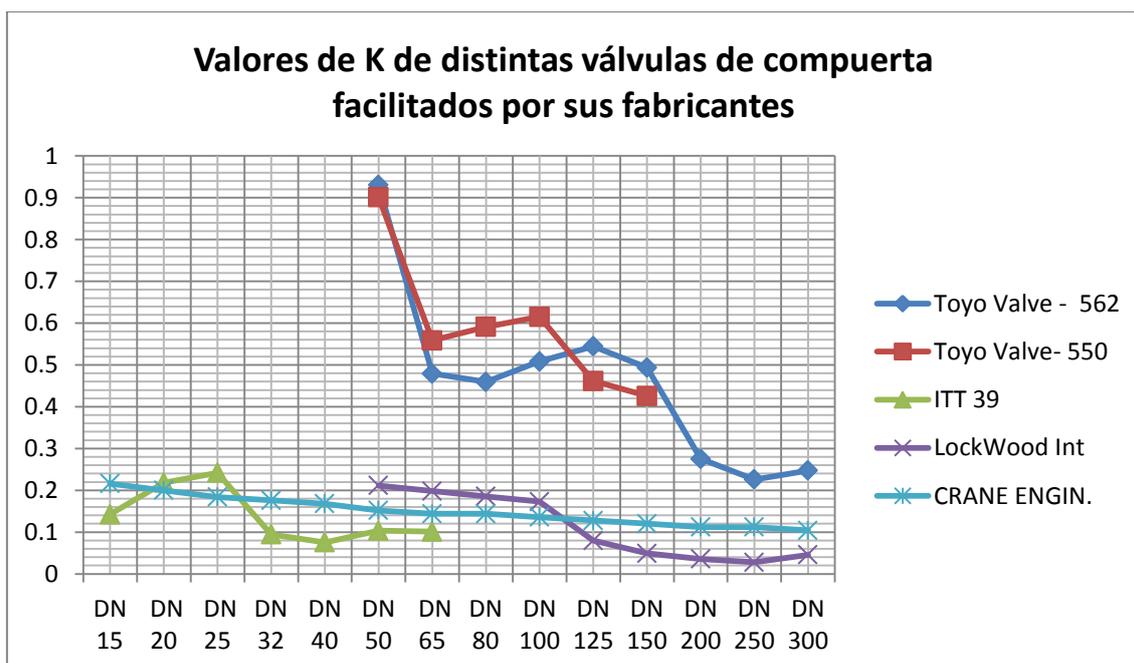


Figura 5.4 – Valores de K de distintas válvulas de compuerta (12)

Hoy en día, la mayoría de los fabricantes ponen a disposición del proyectista los valores de K (ya sea como K_v o su equivalente en el sistema anglosajón C_v) en cualquier catálogo técnico. En ciertos casos estos valores pueden no aparecer, aunque son siempre datos que el fabricante tiene en su poder. En caso de no disponer de dichos valores se recomienda siempre contactar con el fabricante para solicitarlos. De la misma forma se recomienda encarecidamente hacer uso siempre de estos valores evitando el uso cualquier tipo de correlación o estimación.

Para calcular las pérdidas de carga a través de una válvula se recomienda siempre utilizar los valores de Kv suministrados por el fabricante

5.5 – Coeficientes de pérdida de carga en accesorios

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica (13). Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente total o parcialmente produciendo una pérdida de presión. Como los accesorios son siempre iguales, independientemente del material que se use, mediante comprobaciones prácticas, se pueden establecer correlaciones que relacionen el diámetro de un accesorio con la pérdida de carga que produce, independientemente del material.

A continuación mostramos una gráfica comparando dos métodos para la estimación de las pérdidas de carga a través de accesorios. Las dos gráficas muestran los diferentes coeficientes según dos fuentes distintas, la primera cuando el agua atraviesa un accesorio en forma de T, y la segunda cuando el agua se desvía 90° en una T

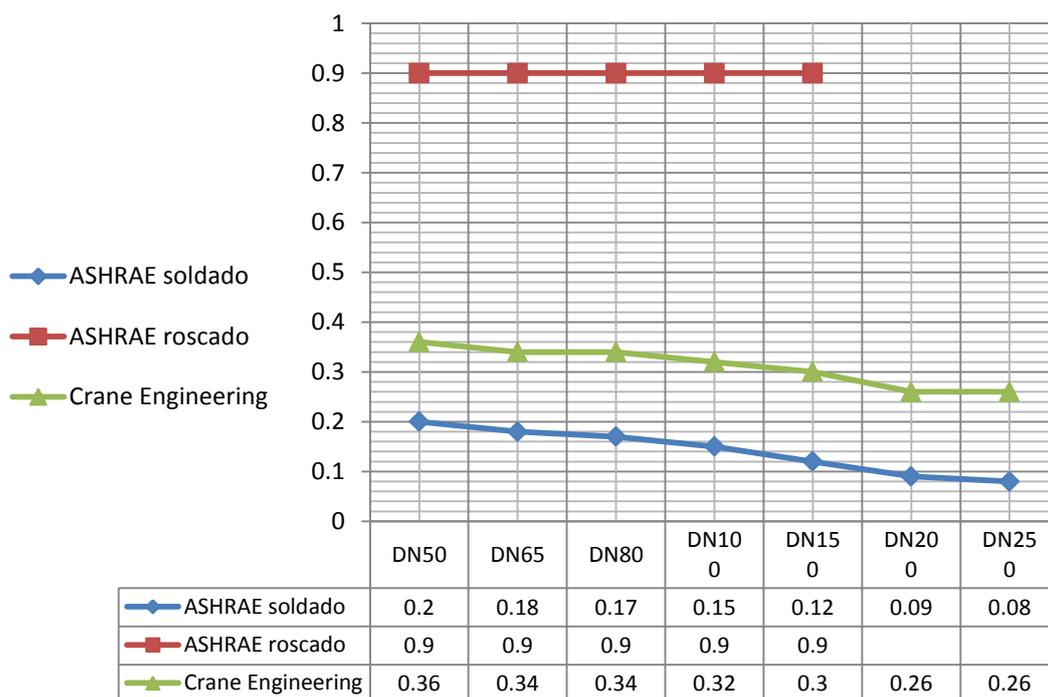
Comparativa para distintos coef. de accesorio T en línea

Figura 5.5– Comparativa según distintas fuentes para el coeficiente de pérdida de carga para una T en línea

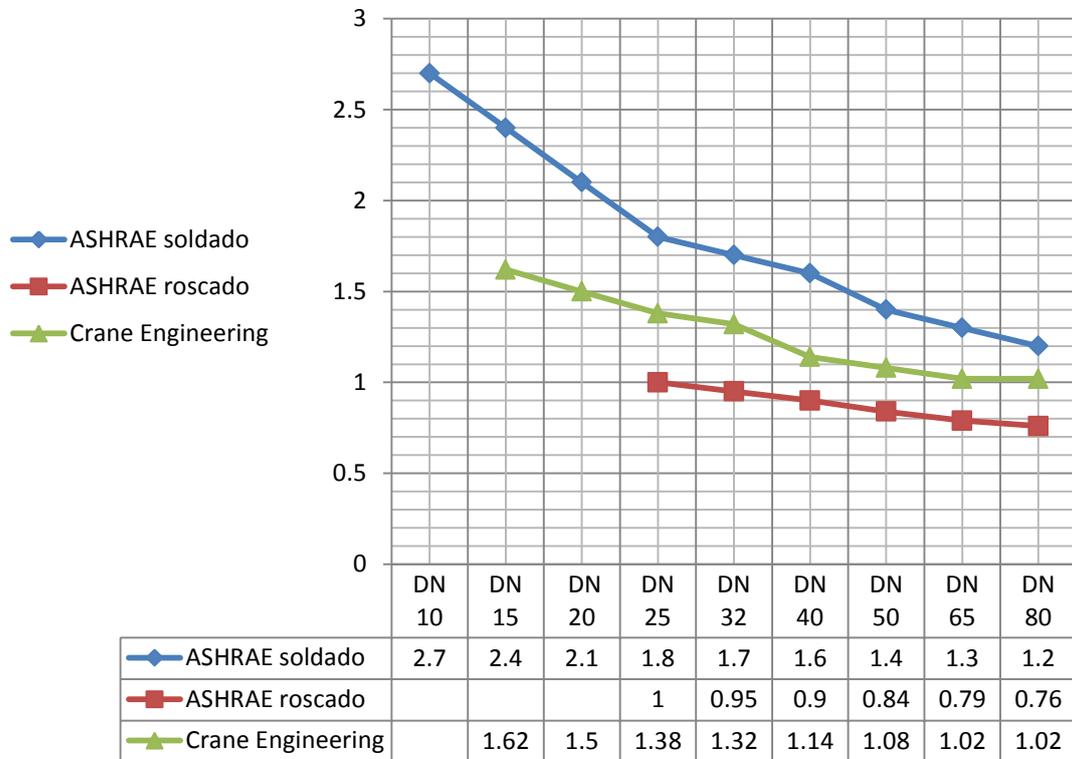
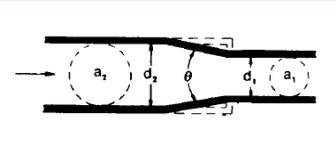
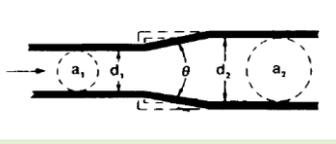
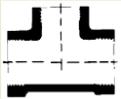
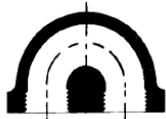
Comparativa para distintos coef. de accesorio T desviado

Figura 5.6– Comparativa según distintas fuentes del coeficiente de pérdida de carga para una T desviada

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

TIPO DE ACCESORIO	DIBUJO	CONDICIÓN	FÓRMULA
ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL		$\theta < 45^\circ$	$K = \frac{0,8 \cdot (\sin \theta / 2) (1 - \beta^2)}{\tau^4}$
		$45^\circ < \theta < 90^\circ$	$K = \frac{0,5 \cdot \sqrt{(\sin \theta / 2) (1 - \beta^2)}}{\tau^4}$
ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL		$\theta < 45^\circ$	$K = \frac{2,6 \cdot (\sin \theta / 2) (1 - \beta^2)^2}{\tau^4}$
		$45^\circ < \theta < 90^\circ$	$K = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\tau^4}$
CODOS 90°			$K=30 \cdot f_T$
CODO 45°			$K=16 \cdot f_T$
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"		FLUJO DIRECTO	$K=20 \cdot f_T$
		FLUJO DESVIADO A 90°	$K=60 \cdot f_T$
CURVAS DE 180° DE RADIO			$K=50 \cdot f_T$

$$\tau = \frac{d_1}{d_2}$$

DIÁMETRO NOMINAL	mm	15	20	25	32	40	50	65,80	100	125	150	200,250	300,400
	Pulg	½	¾	1	1 1/4	1 ½	2	2 ½, 3	4	5	6	8, 10	12, 16
Factor de fricción		0,027	0,025	0,023	0,022	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,013	0,012

Figura 5.7 - Correlaciones para el cálculo de pérdidas de carga a través de accesorios (4)

Problema 5.2- Calcular el coeficiente de pérdidas de carga K al circular un fluido por un codo de diámetro 50 mm.

Utilizando las correlaciones que aparecen en la página anterior se sabe que el coeficiente f_T para una tubería de diámetro de 50 mm es de 0,018.

El valor de K en este caso sería:

$$K = 30 \cdot 0,018 = 0,54 \quad 5-6$$

Problema 5.3 – Calcula el coeficiente de pérdida de carga K al circular un fluido por una T en flujo directo, de diámetro 50 mm.

De nuevo, utilizamos los coeficientes que aparecen en la página anterior, que para el caso en el que tenemos una T de 50 mm, el término f_T es de 0,018.

El valor de K sería:

$$K = 20 \cdot 0,018 = 0,36 \quad 5-7$$

Problema 5.4 – Calcula el coeficiente de pérdida de carga K al circular un fluido por un ensanchamiento brusco, que pasa de 50 mm a 75 mm.

No tenemos más que utilizar otra vez las correlaciones,

$$\tau = \frac{d_1}{d_2} = \frac{50}{75} = 0,67 \quad 5-8$$

$$K = \frac{(1-\tau^2)^2}{\tau^4} = 1,507 \quad 5-9$$

Problema 5.5 – Cuando nos encontramos con una T, la unión de las dos corrientes suele resultar en una tercera que muy posiblemente tenga un diámetro mayor. Es decir, aunque sea un único accesorio, tendremos que considerar la pérdida de carga producida por dos accesorios independientes: la propia T donde confluyen las dos corrientes, y el estrechamiento/ensanchamiento brusco.

Calcula el coeficiente de pérdida de carga desde 1 hasta 3 (ver figura 5.5) teniendo en cuenta no sólo que el flujo se desvía sino que también hay un ensanchamiento brusco. Diámetro de la T es de 75 mm mientras que la salida del estrechamiento es de 50 mm.



Figura 5.8 – T con ensanchamiento brusco, calculas pérdidas de 1 a 3 (14)

En primer lugar debemos analizar el proceso de fabricación de una T. En la gran mayoría de los casos las Ts se fabrican a partir de una pieza a la que se le añaden reducciones o ensanchamientos según lo requiera el sistema. En la figura 5.8 (ligeramente exagerada), puede verse el acoplamiento cuyo ramal en derivación tiene un estrechamiento. Para calcular las pérdidas de carga tendremos en primer lugar que suponer que el fluido atraviesa una T en flujo desviado, y luego un estrechamiento.



Figura 5.9 – T con estrechamiento, calculas pérdidas de 1 a 3 (14)

$$K_{T,desv} = 60 \cdot f_T = 60 \cdot 0,017 = 1,02 \quad 5-10$$

$$K_{estrechamiento} = 0,36 \quad 5-11$$

Con esto ya podríamos calcular las pérdidas de carga a través de una T como la de la figura 4.6.

$$\Delta p_{total} = \frac{1}{2} K_{T,desv} \cdot \rho_1 v_1^2 + \frac{1}{2} K_{estrechamiento} \cdot \rho_3 v_3^2 \quad 5-12$$

Problema 5.6 – Necesitamos colocar uno o varios accesorios que nos permita dividir el caudal en dos, ¿serías capaz de indicarnos la mejor manera para hacerlo?

Para que las pérdidas de carga sean lo menor posible, se intentará siempre que sea dividir un flujo en dos, colocar una T de forma que una de las corrientes atraviese la T directamente, y la otra se desvíe 90°.

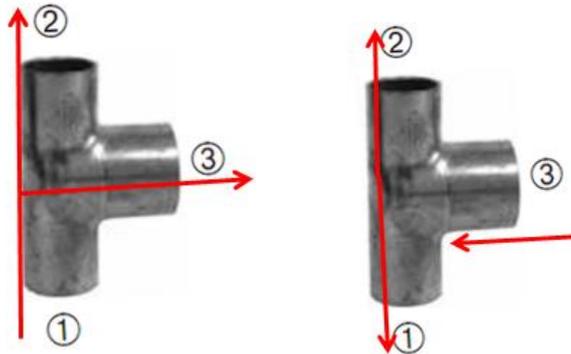


Figura 5.10.a,b – Métodos para desviar un flujo en dos, primera correcta, segunda incorrecta

De la misma forma, para mezclar dos caudales, se seguirá de nuevo el mismo principio, obligar a que uno de los flujos atraviese directamente la T, no como se muestra en la figura 5.10.b

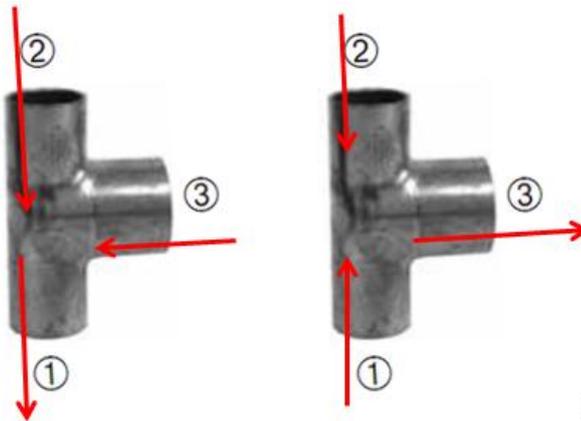


Figura 5.11.a,b – Métodos para mezclar un flujo en dos, primera correcta, segunda incorrecta

5.6 – Cálculo de pérdida de carga en un circuito

Ya estamos en disposición de calcular las pérdidas de carga en un circuito completo. Veamos el siguiente problema:

Problema 5.7 – Calcule las pérdidas de carga a lo largo del circuito siguiente:

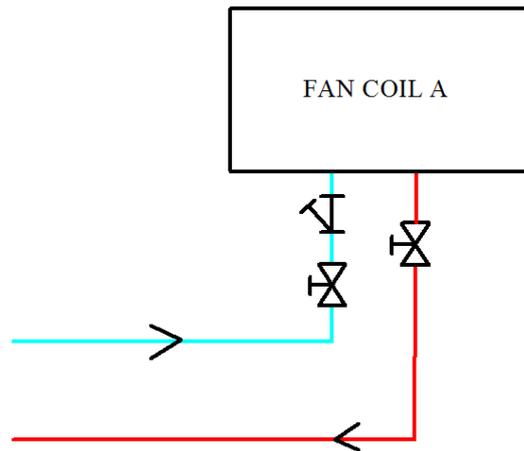


Figura 5.12 – Fancoil con válvulas y accesorios necesarios para su funcionamiento

Los datos del fancoil deben ser conocidos (pérdidas de carga y caudal consumido), puesto que previo al diseño de la red hidráulica se ha tenido que realizar el estudio de cálculo de cargas, necesario para conocer las necesidades térmicas de cada una de las zonas del espacio a estudiar.

Otros datos:

- Δp fancoil = 3 kPa
- Caudal consumido = 0,25 l/s
- Tuberías de acero negro, serie normal.

A continuación se utilizan letras para identificar los *tramos*:

Se llamarán tramos a los trozos de circuito situados entre puntos de la instalación donde el caudal se divide, se une o alcanza una unidad terminal.

Y con números, los accesorios, quedando el circuito anterior de la siguiente forma:

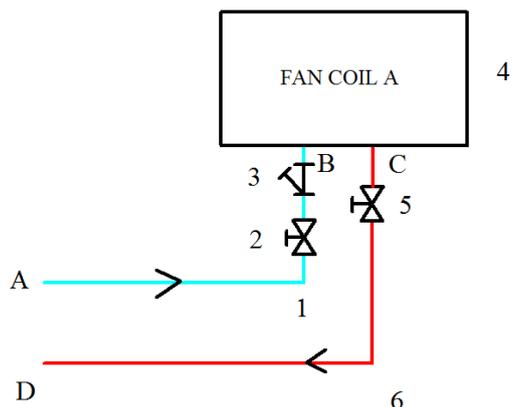


Figura 5.13 – Numeración de accesorios y tramos

Como ya sabemos, el diámetro se elegirá para que cumpla la condición de velocidad, es decir, que en ningún caso sea inferior a los 0,5 m/s ni supere los 2 m/s.

En este caso, tenemos un único tramo de tubería por lo que el cálculo del diámetro es prácticamente inmediato:

	DN [mm]	DIAMETRO INTERIOR [mm]	TEMP. [° C]	VELOCIDAD [m/s]	ΔP [Pa/m]
IMPULSIÓN	15	16.1	7 °C	1,23	1572
	20	21.7	7 °C	0,68	361,6
RETORNO	15	16.1	12 °C	1,26	1538,3
	20	21.7	12 °C	0,68	352

Figura 5.14 – Tabla de características

Si elegimos tuberías de DN 20, el agua estará circulando a 0.68 m/s, superior a los 0,5 permitidos y además tendremos una pérdida de carga menor que con tuberías de DN 15. Por lo tanto se eligen tuberías de acero negro de **DN 20**.

Para obtener las pérdidas de carga a lo largo del circuito construiremos la tabla siguiente:

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

TRAMO		CAUDAL [l/s]	DN	T [° C]	ΔP [Pa/m]	LONGITUD	ΔP TOTAL [Pa]
DE	A						
A	1	5	20	7	361,6	10	3616
EN	1	5	20	7	K = 0,69	N	159,53
1	2	5	20	7	361,6	1	361,6
EN	2	5	20	7	$K_v = 43$ m^3/h	N	1,35
2	3	5	20	7	361,6	0,25	90,25
EN	3	5	20	7	$K_v = 3,3$ m^3/h	N	2,29
3	B	5	20	7	361,6	0,25	90,25
B	C	5	FANCOIL			N	3000
C	5	5	20	12	352	0,25	88
EN	4	5	20	12	$K_v = 43$ m^3/h	N	1,35
5	6	5	20	12	352	1,5	528
EN	5	5	20	12	K = 0,69	N	231
6	D	5	20	12	352	11	3872
PÉRDIDA DE PRESIÓN TOTAL (Pa)							12041,62

Figura 5.15 – Tabla de características y pérdidas de carga

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

Problema 5.8 – Calcular la pérdida de carga del circuito más desfavorable indicado en la figura.

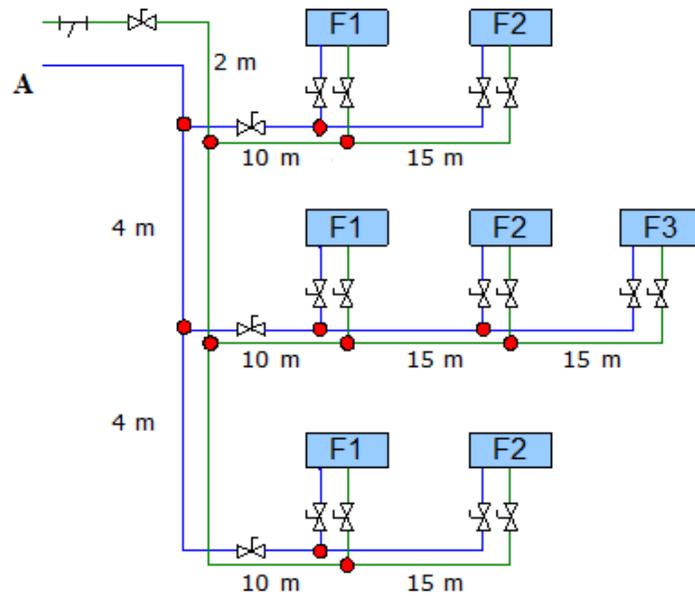


Figura 5.16 – Esquema de principio de problema 4.4

Para poder enfrentarnos a este problema, deberemos en primer lugar definir un circuito

Se llamará circuito más desfavorable a aquel cuyos tramos provoquen la mayor pérdida de presión

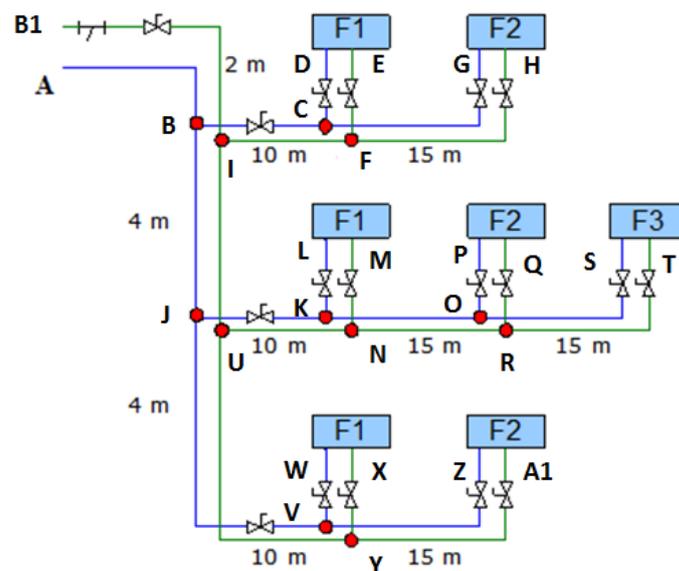


Figura 5.17 – Numeración de los tramos

A continuación pasamos a numerar los accesorios.

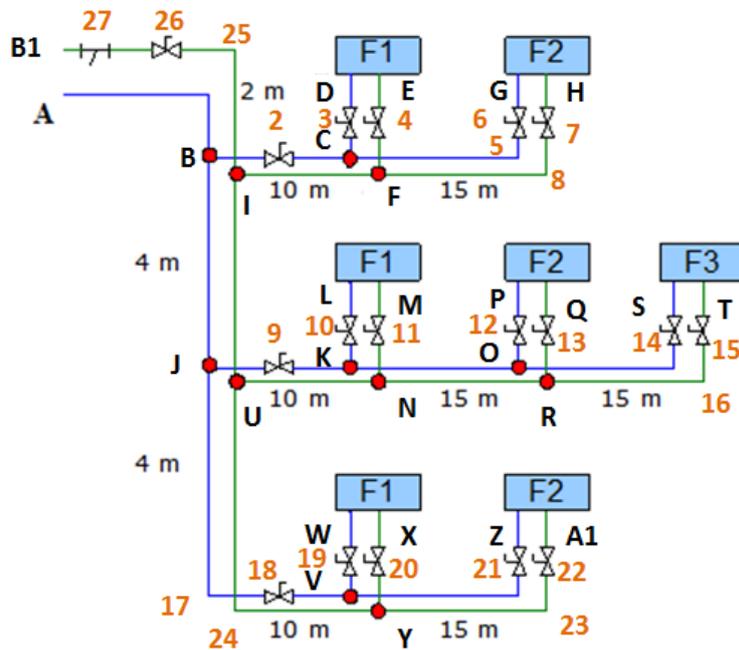


Figura 5.18 – Red con accesorios y tramos numerada

Para poder resolver el problema necesitamos conocer el diámetro de los tramos, y algunas características de los accesorios:

DATOS DE LOS EQUIPOS A UTILIZAR

- Válvula de bola:

TAMAÑO DE LA VÁLVULA		K_v [m ³ /h]
½"	16	7,74
¾"	20	68,8
1"	25	86
1 ½"	40	232,2
2"	50	421,4
3"	80	997,6

Figura 5.19 – Valores de K_v para válvula Jamesbury series 9000 (15)

➤ Fancoils:

Fan-Coils	Marca	Modelo	Q sensible (kW)	Q total (kW)	V agua (L/s)	V agua (L/h)	Δp agua (kPa)
F1	CARRIER	42GWC010	3.9	4.7	0.22	792	20
F2		42GWC012	4.8	5.9	0.28	1008	19
F3		42GWC016	6.3	8.3	0.40	1440	14

Figura 5.20 – Características de los fancoils a utilizar (16)

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

TRAMO		Tipo de tramo	CAUDAL [l/s]	DN	T [° C]	ΔP [Pa/m]	LONGITUD	ΔP TOTAL [kPa]
DE	A							
A	B	Recto	2,3	2''	7	313,5	6	1,881
EN	B	T (desv.)	0,5	1 ¼''	7	K = 1,32		0,105
EN	B	T (direc.)	1,8	1 ¼''	7	K = 0,44		0,712
HACIA	C	Estrecham.	0,5	1 ¼''	7	1,67		0,331
HACIA	J	Estrecham.	1,8	1 ¾''	7	0,168		0,113
B	2	Recto	0,5	1 ¼''	7	0,195	5	0,975
EN	2	Valv	0,5	1 ¼''	7	K = 0,19		0,018
2	C	Recto	0,5	1 ¼''	7	0,195	5	0,975
EN	C	T (desv.)	0,22	1 ¼''	7	K = 1,14		0,337
EN	C	T (direc.)	0,28	1 ¼''	7	K = 0,46		0,069
HACIA	3	Estrecham.	0,22	¾''	7	K = 0,63		0,058
HACIA	5	Estrecham.	0,28	1''	7	K = 0,4		0,06
C	3	Recto	0,22	¾''	7	0,527	0,5	0,264
EN	3	Válv	0,22	¾''	7	K = 0,24		0,54
3	D	Recto	0,22	¾''	7	0,527	0,5	0,264
D	E	Fan coil F1						20
E	4	Recto	0,22	¾''	12	0,527	0,5	0,264
EN	4	Válv	0,22	¾''	12	K = 0,24		0,54
4	F	Recto	0,22	¾''	12	0,527	0,5	0,264
EN	F	Ensanch.	0,22	1 ¼''	12	K = 0,47		0,07
HACIA	I	T (desv.)	0,5	1 ¼''	12	K = 0,9		0,178
F	I	Recto	0,5	1 ¼''	12	0,195	5	0,975
EN	I	Ensanch.	0,5	1 ¼''	12	K = 0,43		0,198
HACIA	25	T (desv.)	0,5	2''	12	K = 1,08		0,476
I	25	Recto	2,3	2''	12	313,5	2	0,627
EN	25	Codo	2,3	2''	12	K = 0,54		0,238
25	26	Recto	2,3	2''	12	313,5	1	0,314
EN	26	Recto	2,3	2''	12	K = 0,34		0,15
26	27	Recto	2,3	2''	12	313,5	5	1,575
C	5	Recto	0,28	1''	7	0,199	15	2,985
EN	5	Codo	0,28	1''	7	K = 0,69		0,104

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

5	6	Recto	0,28	1''	7	0,199	0,5	0,1
EN	6	Válv	0,28	1''	7	K = 0,19		0,029
6	G	Recto	0,28	1''	7	0,199	0,5	0,1
G	H	Fan coil F2						19
H	7	Recto	0,28	1''	12	0,199	0,5	0,1
EN	7	Válv	0,28	1''	12	K = 0,19		0,029
7	8	Recto	0,28	1''	12	0,199	0,5	0,1
EN	8	Codo	0,28	1''	12	K = 0,69		0,104
8	F	Recto	0,28	1''	12	0,199	15	2,985
EN	F	Ensanch.	0,28	1''	12	K = 0,21		0,031
HACIA	I	T (direc)	0,5	1 ¼''	12	K = 0,44		0,174
B	J	Recto	1,4	1 ¾''	7	0,378	4	1,512
EN	J	T (direc)	1,4	1 ¾''	7	K = 0,38		0,255
EN	J	T (desv)	1,4	1 ¾''	7	K = 1,14		0,767
HACIA	9	Estrecham	0,9	1 ½''	7	K = 0,22		0,084
HACIA	17	Estrecham	0,5	1 ¼''	7	K = 0,82		0,142
J	9	Recto	0,9	1 ½''	7	0,569	5	2,84
EN	9	Valv	0,9	1 ½''	7	0,18		0,116
9	K	Recto	0,9	1 ½''	7	0,569	5	2,84
EN	K	T (direc)	0,9	1 ½''	7	K = 0,38		0,118
EN	K	T (desv)	0,9	1 ½''	7	K = 1,14		0,355
HACIA	10	Estrecham.	0,22	¾''	7	K = 0,63		0,058
HACIA	O	Estrecham.	0,68	1 ¼''	7	K = 0,63		0,113
K	10	Recto	0,22	¾''	7	0,527	0,5	0,264
EN	10	Válv	0,22	¾''	7	K = 0,24		0,54
10	L	Recto	0,22	¾''	7	0,527	0,5	0,264
L	M	Fan coil F1						20
M	11	Recto	0,22	¾''	12	0,527	0,5	0,264
EN	11	Válv	0,22	¾''	12	K = 0,24		0,54
11	N	Recto	0,22	¾''	12	0,527	0,5	0,264
EN	N	Ensancham	0,22	¾''	12	K = 0,6		0,178
EN	N	T (desv)	0,9	1 ½''	12	K = 1,14		0,740
N	U	Recto	0,9	1 ½''	12	0,569	10	5,69
U	I	Recto	1,4	1 ¾''	7	0,378	4	1,512

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

K	O	Recto	0,68	1 ¼"	7	0,369	14	5,177
EN	O	T (direct)	0,4	1 ¼"	7	K = 0,46		0,059
EN	O	T (desv)	0,28	1 ¼"	7	K = 1,38		0,179
HACIA	12	Estrecham	0,4	1"	7	K = 0,4		0,130
HACIA	14	Estrecham	0,28	1"	7	K = 0,4		0,025
O	12	Recto	0,28	1"	7	0,199	0,5	0,1
EN	12	Válv	0,28	1"	7	K = 0,19	0,029	
12	P	Recto	0,28	1"	7	0,199	0,5	0,1
P	Q	Fan coil F2						19
Q	13	Recto	0,28	1"	12	0,199	0,5	0,1
EN	13	Válv	0,28	1"	12	K = 0,19		0,029
13	R	Recto	0,28	1"	12	0,199	0,5	0,1
EN	R	T (direc)	0,40	1"	12	K = 0,46		0,17
EN	R	T (desv)	0,28	1"	12	K = 1,38		0,51
DESDE	16	Ensanch	0,40	1 ¼"	12	K = 0,21		0,077
DESDE	13	Ensanch	0,28	1 ¼"	12	K = 0,21		0,077
R	N	Recto	0,68	1 ¼"	12	0,341	15	5,119
O	14	Recto	0,4	1"	7	0,39	15	5,85
EN	14	Válv	0,4	1"	7	K = 0,19		0,059
14	S	Recto	0,4	1"	7	0,39	0,5	0,195
S	T	Fan coil F3						14
T	15	Recto	0,4	1"	12	0,39	0,5	0,195
EN	15	Válv	0,4	1"	12	K = 0,19		0,059
15	16	Recto	0,4	1"	12	0,39	0,5	0,195
EN	16	Codo	0,4	1"	12	K = 0,69		0,215
16	R	Recto	0,4	1"	12	0,39	15	5,85
J	17	Recto	0,5	1 ¼"	7	0,195	4	0,524
EN	17	Codo	0,5	1 ¼"	7	K = 0,66		0,245
17	18	Recto	0,5	1 ¼"	7	0,195	5	0,655
EN	18	Valv	0,5	1 ¼"	7	K = 0,19		0,018
18	V	Recto	0,5	1 ¼"	7	0,195	5	0,655
V	19	Recto	0,22	¾"	7	0,527	0,5	0,264
EN	19	Válv	0,22	¾"	7	K = 0,24		0,54
19	W	Recto	0,22	¾"	7	0,527	0,5	0,264

TEMA 5: PÉRDIDA DE CARGA EN REDES HIDRÁULICAS

W	X	Fan coil F1						20
X	20	Recto	0,22	¾"	12	0,527	0,5	0,264
EN	20	Válv	0,22	¾"	12	K = 0,24		0,54
20	Y	Recto	0,22	¾"	12	0,527	0,5	0,264
EN	Y	Ensanch.	0,22	1 ¼"	12	K = 0,47		0,07
HACIA	24	T (desv.)	0,5	1 ¼"	12	K = 0,9		0,178
Y	24	Recto	0,5	1 ¼"	12	0,195	5	0,975
EN	24	Codo	0,5	1 ¼"	12	K = 0,66		0,245
24	U	Recto	0,5	1 ¼"	12	0,195	4	0,524
C	5	Recto	0,28	1"	7	0,199	15	2,985
EN	5	Codo	0,28	1"	7	K = 0,69		0,104
5	6	Recto	0,28	1"	7	0,199	0,5	0,1
EN	6	Válv	0,28	1"	7	K = 0,19		0,029
6	G	Recto	0,28	1"	7	0,199	0,5	0,1
G	H	Fan coil F2						0,174
H	7	Recto	0,28	1"	12	0,199	0,5	0,1
EN	7	Válv	0,28	1"	12	K = 0,19		0,029
7	8	Recto	0,28	1"	12	0,199	0,5	0,1
EN	8	Codo	0,28	1"	12	K = 0,69		0,104
8	F	Recto	0,28	1"	12	0,199	15	2,985
EN	F	Ensanch.	0,28	1"	12	K = 0,21		0,031
HACIA	I	T (direc)	0,5	1 ¼"	12	K = 0,44		0,174

Figura 4.21 – Resultados cálculo de cargas por tramos

Circuito más desfavorable:

A continuación buscaremos el circuito más desfavorable. Para ello probaremos con los caminos que pasan por los fancoils, para quedarnos posteriormente con el que produzca mayor pérdida de carga.

	Pérdida carga (kPa)
CAMINO DE F3 EN PISO 2º	56,912
CAMINO DE F2 EN PISO 1º	47,15

Figura 5.22 – Pérdidas de carga en caminos más desfavorables

Desglose de pérdidas según tipo de tramos

Tipo de tramo	Pérdida de carga [kPa]	Porcentaje del total
Recto	61,81	30,1 %
Válvulas	3,654	1,8 %
Codos	1,359	0,6 %
Ts	7,402	3,6 %
Fan coils	131	63,8 %
TOTAL	205,225	

Figura 5.23 – Desglose de pérdidas de carga

134

Hay que reconocer en primer lugar que el camino de es bastante corto, es decir, porcentualmente las pérdidas de carga producidas por los fan coils pueden resultar algo excesivas, en comparación con el resto del circuito.

Una vez conocemos las pérdidas de carga debemos asegurarnos que las válvulas de control situadas en los fan coils tienen una autoridad suficiente para regular el caudal.

En la figura 5.20 aparecen los caudales que alimentan a cada uno de los fancoils.

Las pérdidas de carga de cada uno de los circuitos es la siguiente, sin contar con la válvula son

PÉRDIDA DE CARGA	
FAN COIL F1	22,908
FAN COIL F2	19,862
FAN COIL F3	15,102

Figura 5.24 – Pérdidas de carga según fan coils

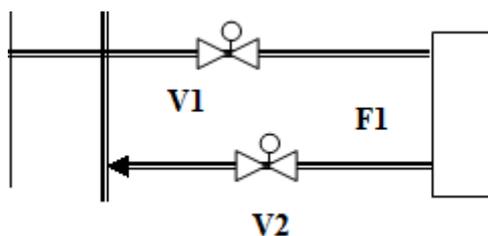


Figura 5.25 – Control de caudal a la entrada del fan coil

De esta forma llegamos a la siguiente ecuación, donde V1 será una válvula de control que regulará la entrada de caudal a F1 mientras que V2 se trata de una válvula de corte convencional:

$$V1+V2 +F1= 22,908 + V1 \quad 5-13$$

Por lo tanto la autoridad de la válvula es:

$$\beta = \frac{V1}{22,908 + V1} \quad 5-14$$

De donde se puede despejar la autoridad de la válvula:

$$V1 = 22,908 \cdot \frac{\beta}{1-\beta} \quad 5-15$$

De esta forma:

Con $\beta = 0,3$ (autoridad mínima), $x = 9,81$ bar

Con $\beta = 0,5$ (autoridad máxima), $x = 22,908$ bar

Calculemos entonces el valor de Kv que debería de tener la válvula:

$$K_{v,max} = \frac{220}{9,81} = 22,43 \text{ m}^3/\text{h} \quad 5-16$$

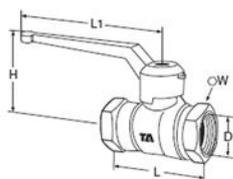
$$K_{v,min} = \frac{220}{22,908} = 9,6 \text{ m}^3/\text{h} \quad 5-17$$

De esta forma comprobamos que el Kv de la válvula elegida en un principio resultaba excesivo. Esto se debe a que la Jamesbury 9000 se emplea para altas presiones, por lo que tiene una autoridad mucho mayor que una válvula de control para un sistema de climatización, como la que necesitamos nosotros en nuestro caso.

Se puede comprobar como una vez estudiado nuestro sistema, el cambiar una válvula por otra apenas afectaría el cálculo de pérdida de carga. Una válvula más acertada para nuestro sistema sería la siguiente:



Figura 5.26 – Imagen de una válvula Tour Andersson modelo TA 500



TA No	EAN	DN	D	L	L1	H	W	Kvs	Kg
58 503-110*	7318793324108	10	G3/8	60	126	59	22	6	0,26
58 503-115*	7318793324207	15	G1/2	65	126	62	26	13	0,31
58 503-120*	7318793324306	20	G3/4	78	126	67	32	40	0,44
58 500-125	7318793322807	25	G1	92	126	71	40	60	0,69
58 500-132	7318793322906	32	G1 1/4	105	180	92	50	100	1,2
58 500-140	7318793323002	40	G1 1/2	120	180	99	56	150	1,8
58 500-150	7318793323101	50	G2	145	180	107	70	270	2,7

Figura 5.27 – Características técnicas válvula Tour Andersson TA 500

Bibliografía

1. *Curso de Climatización mediante el "método del caso"*. **Toro, Juan F. Coronel and Pérez-Lombard, Luis**. 2011.
2. **ASHRAE**. *S45 SI - Pipes, Tubes and Fittings*. 2008.
3. **Rahmeyer**. *ASHRAE research projects RP-968 and RP-1034*. 1999.
4. **Crane**. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. s.l. : McGraw Hill, 1988.
5. —. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. 1988, pp. Figura 2-14.
6. **ABZ Valves & Controls**. *ABZ precision built butterfly valves*. Kansas : s.n., 2008.
7. **Neptronic**. *Actuated Valve Selection Guide*. Florida : s.n., 2010.
8. **Tour Andersson**. *Lista de precios 2010*. Madrid : s.n., 2010.
9. Control valves and flow characteristics. *The Engineering Toolbox*. [Online] http://www.engineeringtoolbox.com/control-valves-flow-characteristics-d_485.html.
10. **Lockwood International**. *Valves, New Millennium*. Busan, Corea del Sur : s.n., 2000.
11. **ASHRAE**. ASHRAE. 2009, 22, p. 2.
12. **Toyo Valve**. *Stainless Steel Valves*. Tokyo : s.n., 2010.
13. **Mataix, Claudio**. *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. s.l. : Ediciones del Castillo S.A., 1996, pp. 5-7.
14. **SHENGSENYUAN PIPE**. *Tuberías y accesorios*. [Online] SHENGSENYUAN PIPE, 2011. <http://www.hbssyfittings.es/1-2-pipe-tee.html>.
15. *Flanged Ball valves ANSI class 150 & 300*. **JAMESBURY**. Helsinki : Metso Automation, 2010.
16. *Unidades fan coil de cassettes hidrónicas, 42GW*. **CARRIER**. 2009.