



Método Matemático de Análisis de Flujo en el Sistema de Refrigeración por agua bruta del agua pura del Generador

Luis Mariano Rodríguez López – Tomas Guido de Madrignac

Itaipu Binacional

Paraguay

RESUMEN

Durante las épocas de Verano de intenso calor, y tal vez como consecuencia del fenómeno climático del Niño, se venía observando que la temperatura de salida del agua pura de refrigeración que refrigera las barras del Estator de algunos Generadores (sobre todo los que tienen circuitos fabricados con arreglo de barras que resultaban en mayor longitud para algunos de ellos) estaban muy altas, cuando el Generador operaba a su máxima Potencia, fue solicitado un estudio del porque de tal comportamiento, con anterioridad se introdujo una placa multiorificio en el sistema de refrigeración de agua bruta justamente después de la válvula de aislación del circuito de agua bruta, con posiciones para “**verano e invierno**”, de modo que el la placa pudiese actuar como un termostato mecánico manual, de hecho el Sistema de Refrigeración por Agua Pura posee una válvula motorizada que actúa de modo a cumplir esa función, dosando el agua el agua bruta que necesita el sistema para mantener el agua Pura en el rango de temperatura que permite trabajar al Estator del Generador con seguridad, sin sobrecalentar el mismo ni poner en fatiga la aislación de las barras Estatoricas. Como solución primera se optó por retirar el centro de la placa multiorificio, quedando solo la parte externa eso solucionó el problema.

PALABRAS-CLAVES

Placa multiorificio, Placa de orificio, Caudal, temperatura, agua bruta, agua pura, Refrigeración.

1. 0 – Analisis.

De hecho sin mucho calculo se sabia que lo que actuaba como dosador dinámico de flujo, era la válvula motorizada y no la placa multiorificio, que por actuar en una posición, el **Verano** o de **Invierno** actuaba como un limitador y no como un regulador de caudal, ya que la válvula es la que regula el flujo, de acuerdo con la abertura que actúa de 0 a 100%, ella se comporta como un termostato abriendo según la necesidad, a fin de controlar la temperatura

del agua pura que refrigera las barras huecas del bobinado del Estator que es refrigerada por el agua bruta proveniente del sistema de refrigeración de la Unidad Generadora que previamente es tratada por el filtro Cuno Flo. Gracias a 2 (dos) intercambiadores de calor Agua/Agua.

En teoría un solo intercambiador debería dar abasto al sistema. Hecho que no ocurría en veranos con temperatura rigurosa alta, ya que mismo operando con 2 (dos) intercambiadores no conseguía vencer al calor, cuando en teoría por proyecto eso debiera ser más que suficiente. Existía un agravante; la temperatura por proyecto del agua bruta de refrigeración proveniente de la Caja Espiral era previsto 30°C, en los Veranos mas intensos, tal vez por los fenómenos de cambio climático, la temperatura de entrada del Agua Bruta está por encima de 30°C, llegando en ocasiones a 32°C, esto daba un valor de +2°C., si sumásemos este valor a la temperatura de salida normal para los 30°C de proyecto, esto daba un incremento del de la temperatura de agua pura en la entrada del bobinado de +2 °C, lo cual se reflejaba en la temperatura de salida en un incremento del orden de +2°C. y mas.

Cuando el Generador operaba al máximo de su capacidad, la alarma de temperatura alta del agua pura a la salida del bobinado actuaba, obligando a reducir la carga de la maquina y/o limitando la, según las condiciones en la que se encontraba operando la misma a pesar de que la válvula motorizada reguladora estaba operando con 100 % de abertura . Si los cálculos del intercambiador de calor estaban correctos existía un problema de soluciones múltiples, que iban desde el cambio de tubería pasando por modificaciones de valvulas y accesorios o de lo contrario una convivencia con operaciones limitadas de generación, este hecho era poco probable ya que era imposible aceptar perdidas varias veces millonarias no solo de costo, sino también de energía, se cumplía el dicho de que: **“La energía más cara es la que no se posee”**, además teníamos la materia prima en abundancia, reducir carga equivalía a dejar de generar y no aprovechar al máximo esa materia prima, amén de saber por los ensayos y porque existían maquinas operando a potencias muy superiores del orden de 60 y algunos hasta con más.

Salir cambiándolo todo era una solución muy costosa, y de hecho no sabíamos a ciencia cierta cual era la mejor solución, así como cual tendría éxito, esto dio origen a un sistema de calculo pero cuala usar, a los efectos fue realizado un plan, primero era realizar una lista con todos los accesorios que alimentaban la tubería. Sabido era que al retirar el núcleo de la placa multiorificio, se retiro un accesorio, que producía gran perdida de carga limitando el caudal de agua, ya que esta saturaba la capacidad de flujo del sistema por la limitación del caudal que producía. Ya que:

Salir cambiándolo todo era una solución muy costosa, y de hecho no sabíamos a ciencia cierta cual era la mejor solución, así como cual tendría éxito.

Sabido era, que al retirar el núcleo de la placa multiorificio, se retiro un accesorio, que producía gran perdida de carga, ya que esta dosaba muy por debajo de lo necesario el flujo de agua bruta del sistema por la limitación que la placa multiorificio producía. Este produjo un aumento de la cantidad de agua bruta que llegaba a la válvula motorizada, produciendo una disminución de la temperatura de salida del agua pura a la entrada del bobinado del estator, eso daba una idea de que la solución se encontraba en aumentar el caudal.

Esto dio origen a la necesidad de un sistema de calculo, pero cual, a los efectos fue elaborado un plan, lo primero: era realizar una lista que contuviese todos los accesorios que

estaban contenidas en la tubería. Con esto en mano lo mas lógico era calcular que pasaba en el sistema en esas condiciones, y se determinaba si era posible aumentar el caudal y si con eso se solucionaba el problema a través de ensayos. Para eso se busco cual método usar y se opto por la Formula de Darcy para las tuberías y tablas con coeficientes para válvulas y accesorios. Al calcular por este método todo indicaba que el caudal se podría aumentar mediante algunos cambios radicales inicialmente, pero al retirar el segmento sobrante de la placa de multiorificio ubicada inmediatamente después de la válvula de alimentación de agua bruta, del esquema de calculo se pudo comprobar, que el caudal aumentaba en un 10 a 15 %. La placa de orificio en tamaño con la tubería eran prácticamente iguales, sin embargo el método de simulación usado detecto la variación del caudal, lo que permitió que con 20 minutos de trabajo en el campo sea una solución al problema. El mismo método tambien señalo otras soluciones que sin realizar modificaciones de envergadura, puedan venir en un futuro a ser utilizados a fin de permitir un aumento en el caudal de alimentación de agua bruta al sistema de refrigeración de agua pura.

2.0 – Conclusión.

Si bien el método de aplicación de simulación matemática, de un problema físico como este resulta trabajoso, demostró su validez, ya que con un mínimo de modificación se subsana un problema que analizado por otros métodos parecían, muy difíciles de subsanar, esto permitió que el mismo tipo de modificación fuese aplicado a todas las maquinas, con lo que se aumento el tiempo de operación en altas cargas, acarreado con ello una ganancia extra que ya fue utilizado en muchas ocasiones, disponibilizando mayor cantidad de energía que se han tornado útiles, en ocasión del racionamiento en el Brasil, en horas pico de consumo y últimamente para cumplir con los compromisos que se tienen con el Sistema Electrico Paraguayo y para con el sistema Electrico Brasileño

Formula de Darcy

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g_n}$$

$$K = f \frac{L}{D}$$

Placa..de..orificio

$$q = c_a A \sqrt{2g_n h_L}$$

h_L.....Perdida...de.carga..en.tuberias

L / D....longitud..equivalente...en..diametro...de.tuberia

K.....coeficiente...de..resistencia

K.....es.tambien.una...constante...para..valvulas / accesorios

.....Figs...3,4,5..y..6

Placa..de..Orificio

f.....factor...de...friccion...de..tuberias

q.....caudal...de..la...placa...de..orificio

c_a.....calculado...de..la..Fig..3

h_L = ΔP / ρ.....var iacion...de...presion...div..densidad

Con la lista de accesorios, y definidas las listas de materiales con los ábacos una vez digitalizados, se desarrolla un programa computacional, con el cual se simulo diferentes flujos, y modificando, los accesorios en el simulador se encontró la solución mas rápida y económica, que consistió en retirar el soporte de la placa multiorificio. Y con esa ganancia de flujo se soluciono el problema.

Coefficiente de resistencia K , longitud equivalente L/D y coeficiente de flujo (continuación)

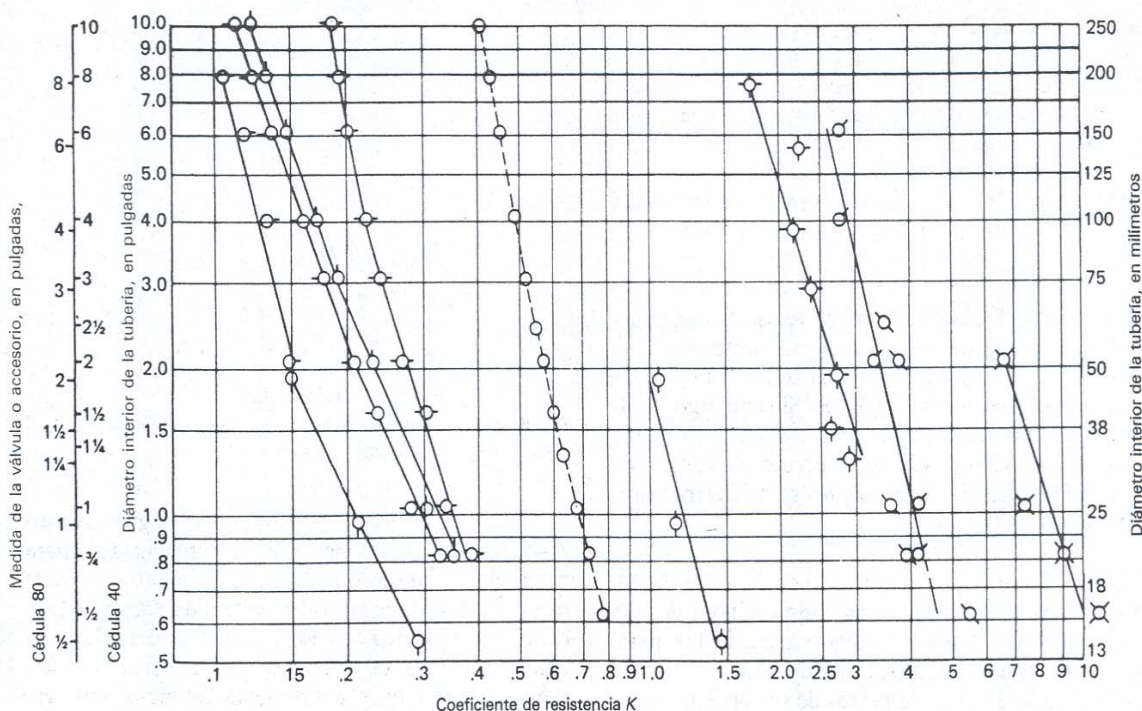


Figura 2-14. Variaciones del coeficiente de resistencia $K (= f L/D)$ con la medida

| Símbolo | Producto probado | Autoridad |
|---------|---|---|
| ○ | Tubería de Cédula 40 de 30 diámetros de longitud ($\bar{K} = 30 f_T$)* | Moody A.S.M.E. Trans., Nov. 1944 |
| ○ | Válvulas de compuerta de cuña con cuerpo de hierro, clase 125 | Univ. of Wisc. Exp. Sta. Bull., Vol. 9, No. 1, 1922 |
| ○ | Válvulas de compuerta de cuña, de acero, clase 600 | Crane Tests |
| ○ | Curvas de tubería de 90 grados, $R/D = 2$ | Pigott A.S.M.E. Trans., 1950 |
| ○ | Curvas de tubería de 90 grados, $R/D = 3$ | Pigott A.S.M.E. Trans., 1950 |
| ○ | Curvas de tubería de 90 grados, $R/D = 1$ | Pigott A.S.M.E. Trans., 1950 |
| ○ | Válvulas de compuerta de cuña, con globo reducido, de acero, clase 600 | Crane Tests |
| ○ | Válvulas de compuerta Clase 300 de acero con jaula de bola de Venturi | Crane-Armour Tests |
| ○ | Válvulas de globo en Y, con cuerpo de hierro, clase 125 | Crane-Armour Tests |
| ○ | Válvulas angulares, de bronce, clase 125, con obturador de anillo recambiable | Crane Tests |
| ○ | Válvulas de globo, de bronce, clase 125, con obturador de anillo recambiable | Crane Tests |

* f_T = factor de rozamiento para flujo en la zona de turbulencia completa: véase página A-46.

Clase 300 e inferiores Cédula 40
 Clase 400 y 600 Cédula 80
 Clase 900 Cédula 120
 Clase 1500 Cédula 160
 Clase 2500 (de 1/2" a 6") XXS
 Clase 2500 (de 8 pulgadas y superiores) Cédula 160

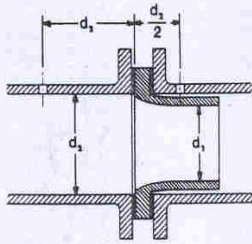
ciones 3-13, 3-15, 3-18 y 3-19, la velocidad y las dimensiones de los diámetros internos usados en la ecuación deben basarse en las dimensiones de estos números de cédula, cualquiera que sea la tubería en donde pueda ser instalada la válvula.

Cuando el coeficiente de resistencia K se usa en la ecuación del flujo 2-2, o en cualquiera de sus formas equivalentes dadas en el capítulo 3 como las ecuaciones

Otro procedimiento que conduce a resultados idénticos para la ecuación 2-2 es ajustar K en proporción a la cuarta potencia de la relación de diámetros y

FIGURA 1 – Coef. “K” para tubería y accesorios.

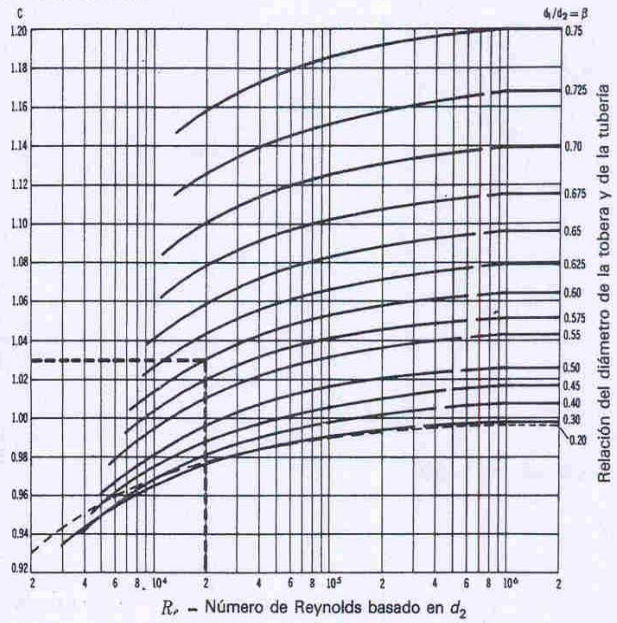
A-16. Coeficiente de flujo C para toberas para ambos sistemas



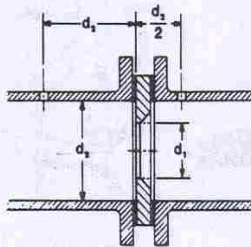
Sentido de flujo →

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

Ejemplo: El coeficiente de flujo C para una relación de diámetros β de 0.60 con un número de Reynolds de 20 000 (2×10^4) es igual a 1.03.



A-17. Coeficiente de flujo C para orificios de cantos vivos^{9,17}



Sentido de flujo →

$$C = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}}$$

$$K_{\text{orificio}} \approx \frac{1 - \beta^2}{C^2 \beta^4}$$

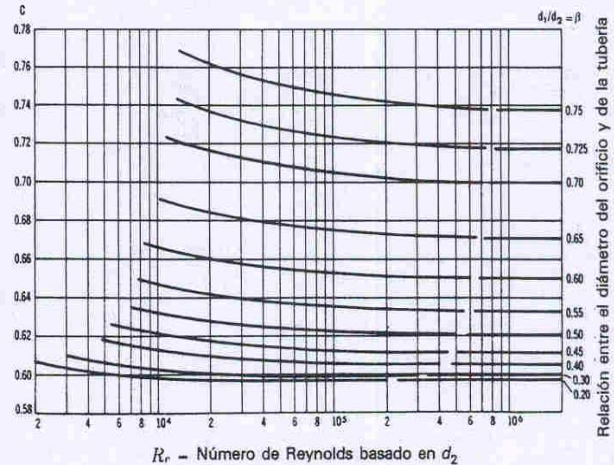
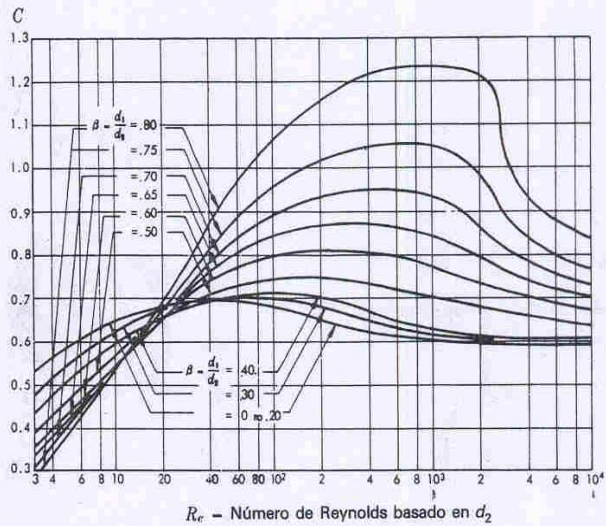


FIGURA 2 – Coeficiente “C” para placas de orificio.

A- 23a. Factores de fricción para tuberías comerciales de acero limpias

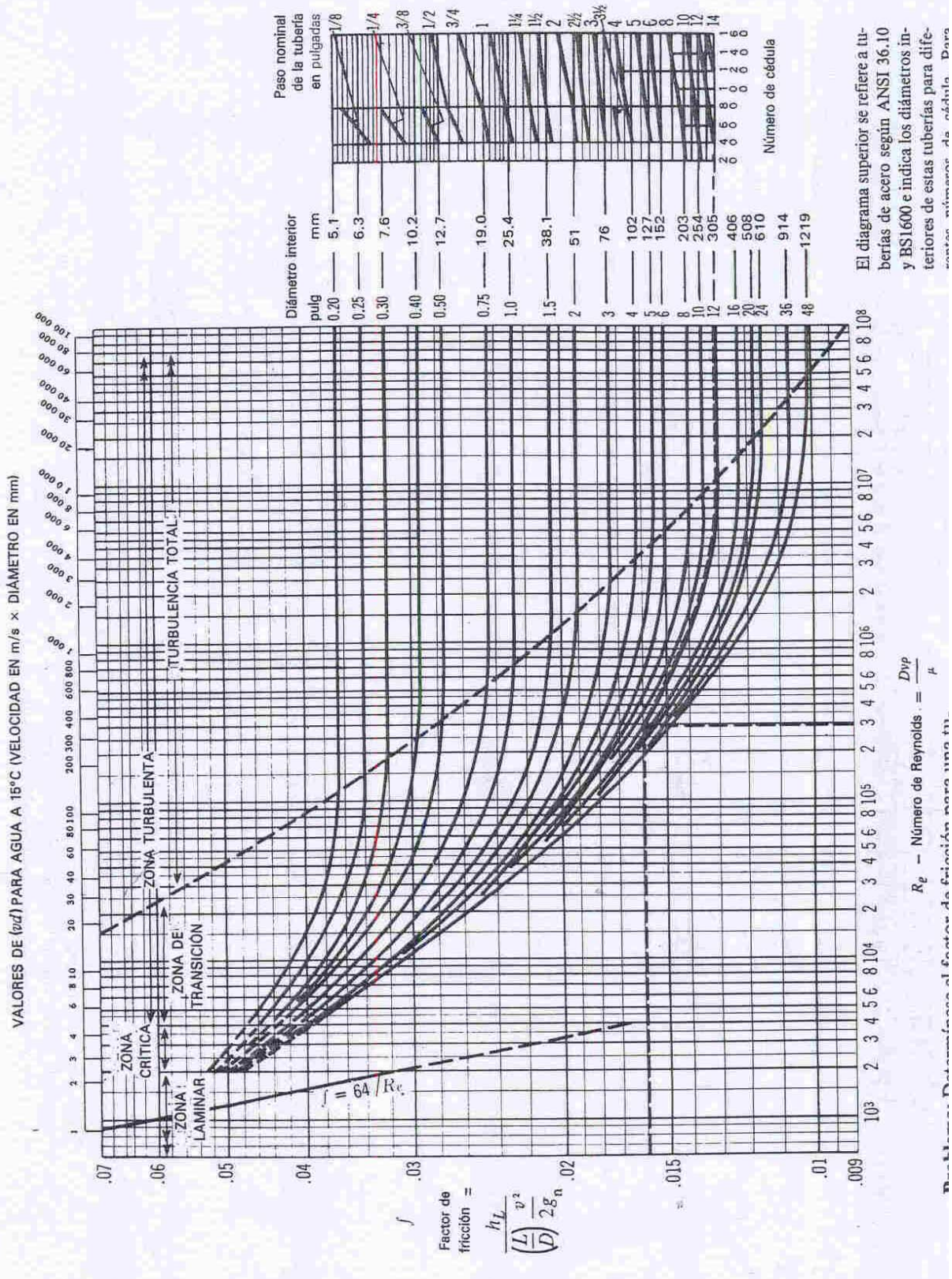


FIGURA 3. Coeficiente de fricción “f” para tuberías de acero.

Coefficients of resistance (K) valid for valves and accessories

("K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA

| | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|--------|------|------|------|----------|---------|---------|
| Diámetro Nominal | mm | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 65, 80 | 100 | 125 | 150 | 200, 250 | 300-400 | 450-600 |
| | pulg | ½ | ¾ | 1 | 1¼ | 1½ | 2 | 2½, 3 | 4 | 5 | 6 | 8, 10 | 12-16 | 18-24 |
| Factor de fricción (f _r) | | .027 | .025 | .023 | .022 | .021 | .019 | .018 | .017 | .016 | .015 | .014 | .013 | .012 |

FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO

Fórmula 1

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

Fórmula 2

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

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

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

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

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

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

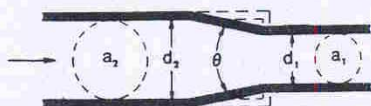
$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

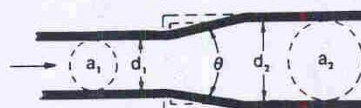
*Úsese el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



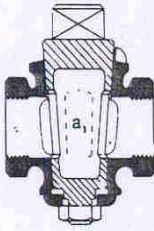
Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 1}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 2}$

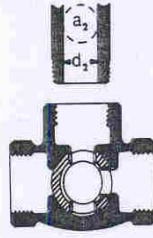
ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL



Si: $\theta < 45^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 3}$
 $45^\circ < \theta < 180^\circ$ $K_2 = \text{Fórmula 4}$

FIGURA 4 – Coeficiente de fricción para válvulas y accesorios.

Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios
VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES
Paso directo

 Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 18 f_T$
tres entradas

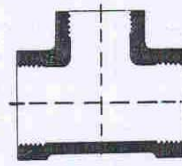
 Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 30 f_T$

 Si: $\beta = 1$,
 $K_1 = 90 f_T$

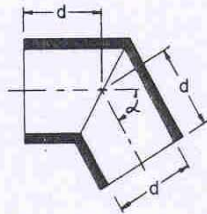
 Si: $\beta < 1$ $K_2 = \text{Fórmula 6}$
CODOS ESTÁNDAR

90°

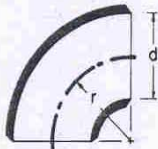

 $K = 30 f_T$

45°


 $K = 16 f_T$
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"

 Flujo directo $K = 20 f_T$

 Flujo desviado a 90° .. $K = 60 f_T$
CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA


| α | K |
|----------|----------|
| 0° | $2 f_T$ |
| 15° | $4 f_T$ |
| 30° | $8 f_T$ |
| 45° | $15 f_T$ |
| 60° | $25 f_T$ |
| 75° | $40 f_T$ |
| 90° | $60 f_T$ |

CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE


| r/d | K | r/d | K |
|-------|----------|-------|----------|
| 1 | $20 f_T$ | 8 | $24 f_T$ |
| 1.5 | $14 f_T$ | 10 | $30 f_T$ |
| 2 | $12 f_T$ | 12 | $34 f_T$ |
| 3 | $12 f_T$ | 14 | $38 f_T$ |
| 4 | $14 f_T$ | 16 | $42 f_T$ |
| 6 | $17 f_T$ | 20 | $50 f_T$ |

 El coeficiente de resistencia K_B , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

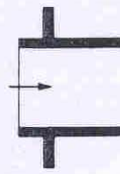
$$K_B = (n - 1) \left(0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

 n = número de curvas de 90°

 K = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

ENTRADAS DE TUBERÍA

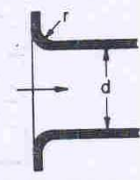
Con resalte hacia el interior


 $K = 0.78$

| r/d | K |
|------------|------|
| 0.00* | 0.5 |
| 0.02 | 0.28 |
| 0.04 | 0.24 |
| 0.06 | 0.15 |
| 0.10 | 0.09 |
| 0.15 y más | 0.04 |

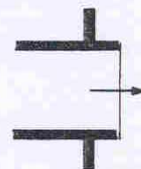
*de cantos vivos

A tope

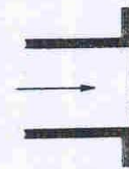

 Véanse los valores de K en la tabla

SALIDAS DE TUBERÍA

Con resalte


 $K = 1.0$

De cantos vivos


 $K = 1.0$

Redondeada

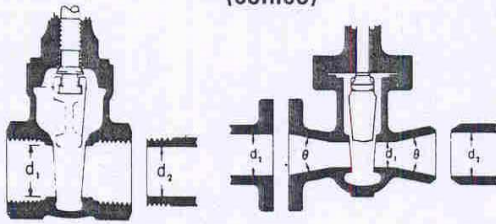

 $K = 1.0$
CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO

 $K = 50 f_T$
FIGURA 5 – Coeficiente de fricción "K" para codos y curvas.

Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

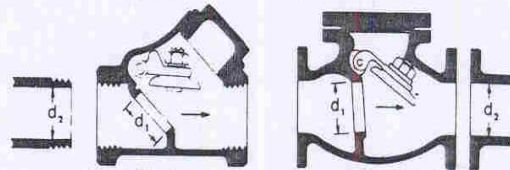
VÁLVULAS DE COMPUERTA

De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si: $\beta = 1, \theta = 0 \dots\dots\dots K_1 = 8 f_T$
 $\beta < 1$ y $\theta < 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
 $\beta < 1$ y $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE

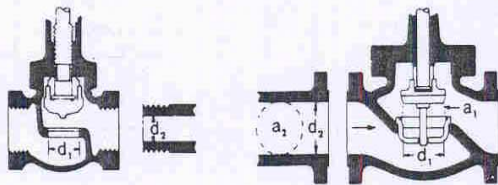


$K = 100 f_T$ $K = 50 f_T$

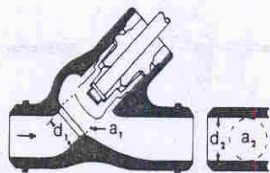
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) = $45 \sqrt{V}$ = $75 \sqrt{V}$
 (pie/seg) = $35 \sqrt{V}$ = $60 \sqrt{V}$
 U/L Registradas = $120 \sqrt{V}$ = $100 \sqrt{V}$

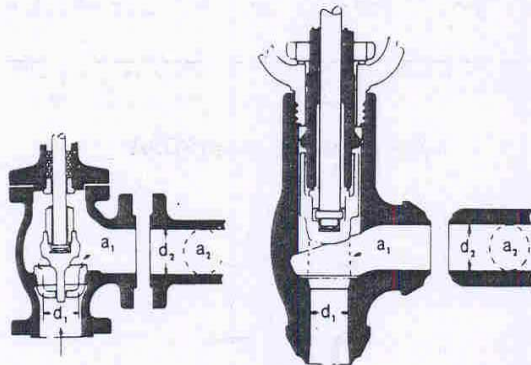
VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES



Si: $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$

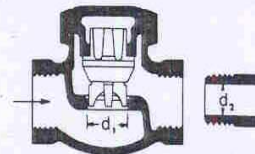


Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 150 f_T$ Si: $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

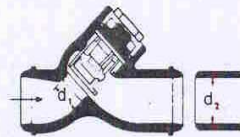
Si: $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE



Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 600 f_T$
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

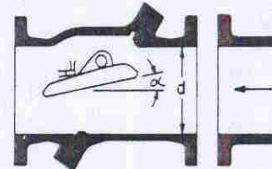
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $50 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $40 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg



Si: $\beta = 1 \dots\dots K_1 = 55 f_T$
 $\beta < 1 \dots\dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador = $170 \beta^2 \sqrt{V}$ m/seg $140 \beta^2 \sqrt{V}$ pie/seg

VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE



| Pasos | $\alpha = 5^\circ$ | $\alpha = 15^\circ$ |
|---|--------------------|---------------------|
| 50 mm (2") a 200 mm (8") | $40 f_T$ | $120 f_T$ |
| 250 mm (10") a 350 mm (14") | $30 f_T$ | $90 f_T$ |
| 400 mm (16") a 1200 mm (48") | $20 f_T$ | $60 f_T$ |
| Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg | $100 \sqrt{V}$ | $40 \sqrt{V}$ |
| pie/seg | $80 \sqrt{V}$ | $30 \sqrt{V}$ |

FIGURA 6 – Coeficiente de fricción “K” para válvula Globo.

4.0 Bibliografía

Flujo de Fluidos en Válvulas Accesorios y Tuberías

Crane

Editorial: Mc. Graw Hill.