

【整番】 FE-14-TM-005	【標題】 近接ベンド(曲管)の干渉を考慮した圧損係数計算方法
分類：流れ(圧力損失)／種別：推奨指針	作成年月：H14.8 /改訂：Ver0.0 (H18.6) 作成者：N.Miyamoto

全 8 枚

1. はじめに

単一な管路の圧力損失はベンド(エルボ、マイタ)の個数で決まるといっても過言ではない。多くの場合ベンドは機器廻りに集中する。機器廻りのスペースは限られるのでベンド間の管長は短い。通常、ベンドの圧力損失係数は、単独ベンドの後流に約 30x 管径 (30D) の直管がつくものとして設定されているが、多くの場合、機器廻りの管引き回し間隔は 30D を下回り、ベンド～ベンドの間で相互干渉が起きて圧力損失が低めになることが多い。この相互干渉を無視して生じる余剰は設計裕度になるが、ベンド曲げ個数が多くなるとひとつ高めのポンプ圧力を見積もることもある。

近接ベンドの干渉についてはいろいろのデータが出されている。Miller は、これを便利な形にまとめて設計資料にしている⁽¹⁾。本 TS ではこの内容を紹介して設計合理化のための 1 資料にする。

なお本 TS は混相流体を除く圧縮/非圧縮性流体であって、レイノルズ数が 10^4 を越える流れに適用する。

2. 干渉ベンド区間の圧力損失係数

2.1 円断面を持ったベンド角 70°～90° のベンドの場合(*1)

2つの隣接したベンドとその接続管(スペーサ)からなる管路区間のトータル圧力損失係数 K_{oa} は次式によって計算する。

$$K_{oa} = C_{b-b} (K_{b1} + K_{b2}) + \lambda (L_s/D) \quad \text{----- (a)}$$

ここで C_{b-b} = 干渉補正係数(図 1、2、3 または表 1)

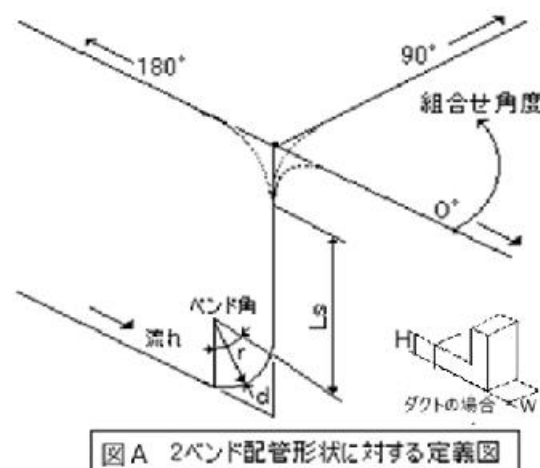
K_{b1} 、 K_{b2} = 各ベンドの圧力損失係数(-)、 λ = 管摩擦損失係数(Moody 線図)(-)、

L_s = スペーサ長さ(m)、 d = ベンド管内径(m)、 r = ベンド曲げ半径(m)、

D = スペーサ径($\approx d$)(m)

本計算式は下図のプロポーシオンに適用される。図 A の組合せ角度 0° 、 90° 、 180° の 3 種類について図 1～3 に C_{b-b} データが与えられる。但しこのデータは 2つのベンド曲率(r/d)が同じときのものである。

0° 、 90° 、 180° 以外の組合せ角度が異なる時、および 2つのベンドの曲率が異なる時の C_{b-b} 値は、表 1 を参照のこと。 K_{b1} 、 K_{b2} は通常のベンドの圧力損失係数で、別途[\[FE-14-TM-002\]](#)を参照のこと。



なお図 1～3、および表 1 の使用に際しては、以下の点に留意すること。

- ・図 1～3 および表 1 はベンド角 90° を対象としているが、Miller はベンド角が 70° までは近似的に使用できるとしているため、ここでは適用範囲を $70\sim 90^\circ$ にしている（近似的な設定であることに留意！）。
- ・図 1～3 では、 (r/d) が 1,2,3 のスムーズベンドとマイターベンドの 2 つが示される。スムーズベンドのとき、ほとんどの場合、 C_{b-b} が 1 を越えることはなく干渉によってオーバーオールな圧損は減少するが、マイターベンドでは、スペーサが短いと増加する。例えば、組合せ角度 0 度のマイターベンドの場合、スペーサ長さが 0 においては C_{b-b} は 3 を越えるようである。
- ・表 1 からわかるようにスムーズベンドの C_{b-b} は、 30° 付近の組合せ角で 1 を越えてピークになり、2 番目のベンドの後流 $100D$ 以上にわたって強い 2 次旋回(流)が見られるという。
- ・また、図 1～3 からわかるように約 $30 \times$ 管径(D)以上のスペーサ長さでは C_{b-b} は 1 になってベンド間の干渉は殆ど起きていない。
- ・組合せ角の影響は、スペーサ長さが短く組合せ角が大きくなるほど(曲げ戻しが大きくなるほど)、顕著に現れ、スペーサ零で、組合せ角 180° では半減近くにまでなる。

2.2 円断面を持ったベンド角 70° 以下のベンドの場合

- (1) ベンド角 $45^\circ\sim 70^\circ$ のスムーズベンド区間については、全ての組合せ角度に対し図 2 の C_{b-b} を適用し (a) 式によってオーバーオールの圧力損失係数 K_{oa} を計算する。なお、 $90^\circ, 180^\circ$ の組合せ角度の時は各ベンド角が 40° 以下であっても、図 2 の C_{b-b} を適用してよい。
- (2) 180° の組合せ角度で 40° 未満のベンド角では、 $Ls/d < 4$ のとき $C_{b-b} = 0.64$ 、 $Ls/d > 4$ のとき図 1 の C_{b-b} を使い、(a) 式によってオーバーオールの圧力損失係数 K_{oa} を計算する。
- (3) ベンド角 45° 以下で、スペーサ長さが $1 \times$ 管径(D)を越えるマイターベンド区間については、全ての組合せ角度に対して、図 2 の $r/d = 1$ の曲線を適用し、(a) 式によってオーバーオールの圧力損失係数 K_{oa} を計算する。

2.3 非円断面ベンドの場合

- (1) 図 2 のアスペクト比(図 A の H/W)が 0.7 以下の矩形断面ベンド区間については、全ての組合せ角度に対し以下の式で干渉補正係数 C_{b-b} を求め、(a) 式で オーバーオール圧力損失係数 K_{oa} を計算する。

$$C_{b-b} = 1 - (1 - C_{b-b}^*)/2$$
ここで C_{b-b}^* は図 3 から得られる C_{b-b} である。
- (2) アスペクト比が $0.7\sim 1.5$ の矩形断面ベンド区間については、全ての組合せ角度に対し、円形断面と同じ。
- (3) 例えばアスペクト比 2 の断面からアスペクト比 0.5 の断面のように、異なる断面を接続する時は、図 1 の C_{b-b} を用いてよい。

2.4 ベーン付き 90° ベンドの場合 (ベーン：整流用途)

$0^\circ, 180^\circ$ の組合せ角度で、よく設計された整流ベンドを用いる場合、干渉補正係数 C_{b-b} を 1 とする。

3. 例 題

管径内径 300mm の配管が、組合せ角 180° で U ターンしている。ターン部のスペーサ長さは

約 1200mm、ベンドは 90 度ベンドで曲率 (r/d) は 1.5(ロングエルボ)である。また流体のレイノルズ数 Re は約 6×10^5 である。この場合のターン部分の圧損はいくらになるか？

スパーサ $L_s/d=1200/300=4$ であるから、図 3 より C_{b-b} は 0.71~0.73 の中間の 0.72 になる。
また、ベンドの圧損係数は $Re > 5 \times 10^5$ であるから計算より $K_b=0.18$ である。またスパーサ区間の管摩擦係数 λ は Moody 線図より 0.015 程度になるので

$K_{oa} = C_{b-b} (K_{b1} + K_{b2}) + \lambda (L_s/d) = 0.72 \times (0.18 + 0.18) + 0.015 (1200/300) = 0.2592 + 0.06 = \underline{0.3192}$
となる。

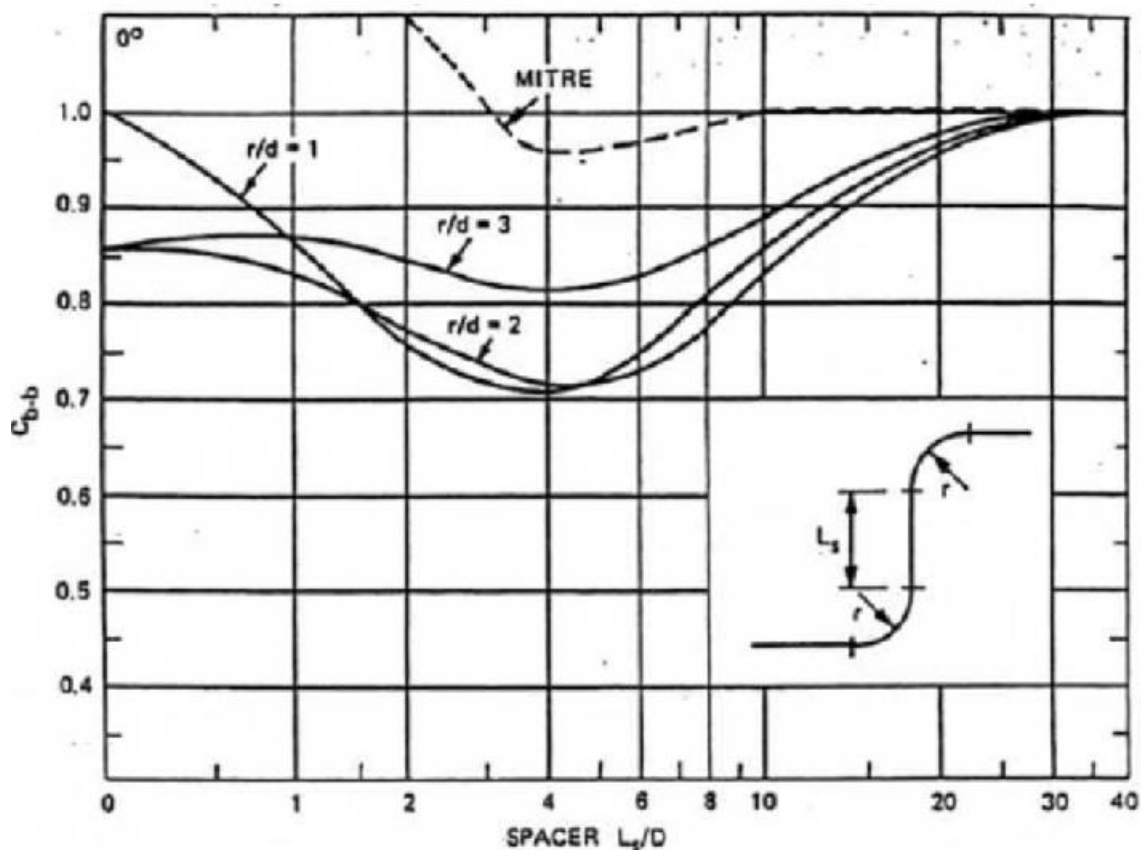


図1. Correction factors for 0° combined bends (0°組合せベンドの補正係数 C_{b-b})

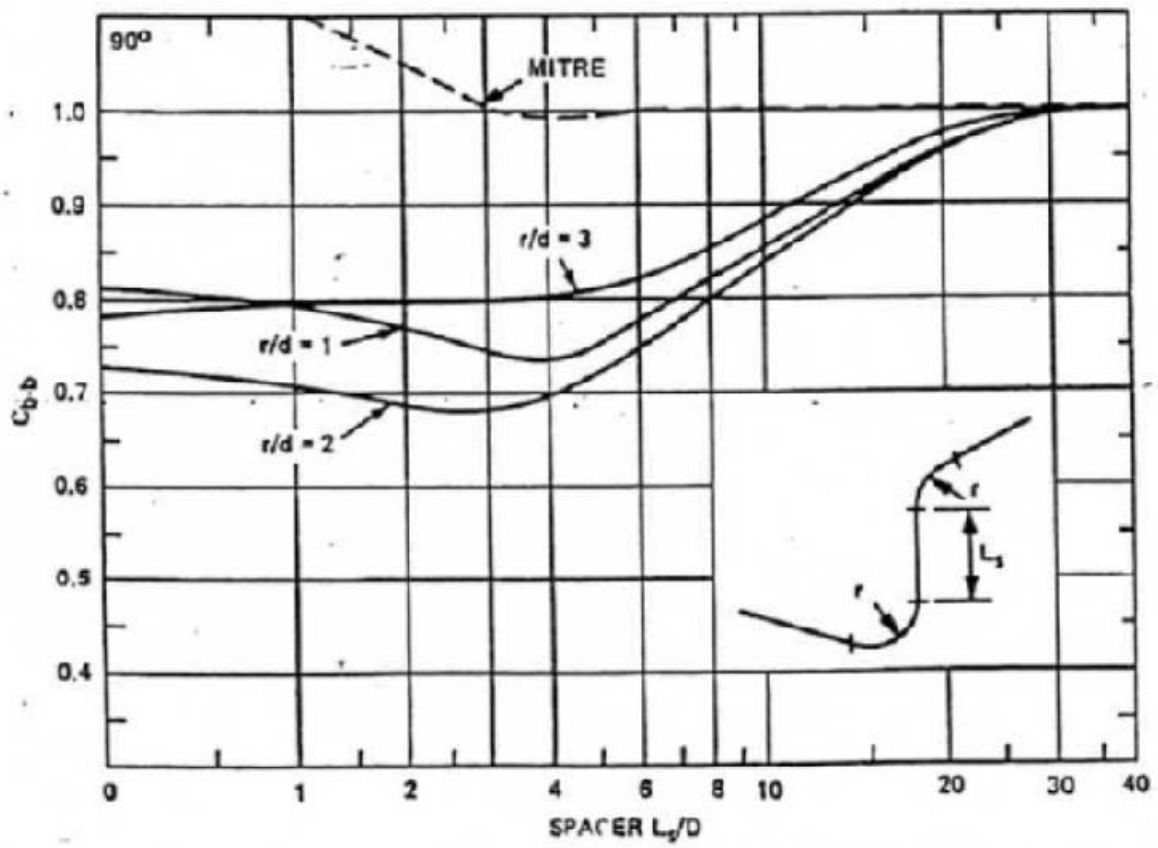


図2. Correction factors for 90° combined bends (90°組合せベンドの補正係数 C_{b-b})

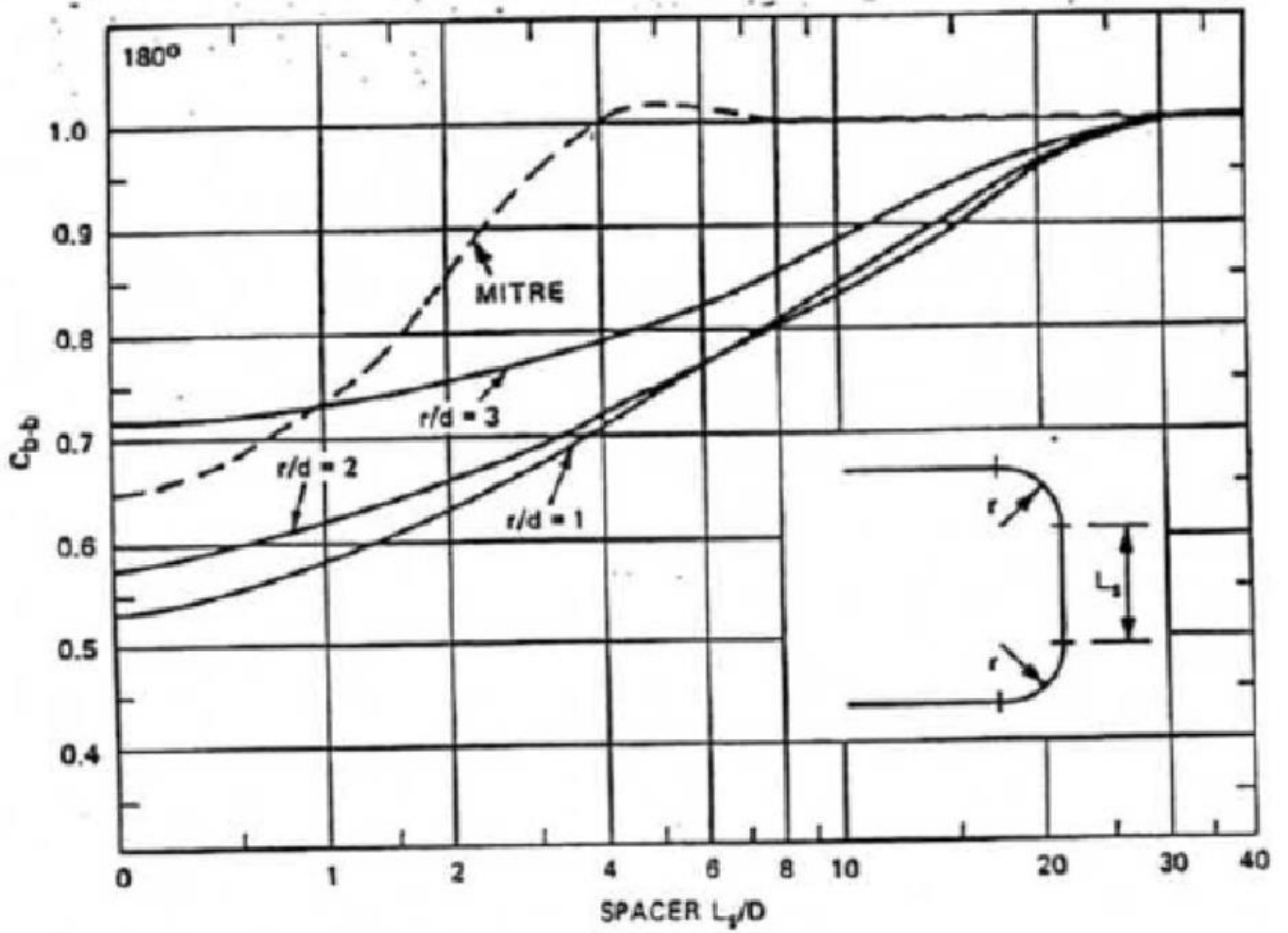


図 3. Correction factors for 180° combined bends (180° 組合せベンドの補正係数 C_{b-b})

次ページに続く

表 1 (Table6.5.1)

Interaction correction factors for combinations of two 90 degree bends.

90°ベンドの組み合わせに対する干渉補正係数

Spacer	0	1	4	8	0	1	4	8	0	1	4	8
CASE θ_c	$(r/d=1) + (\text{SPACER}) + (r/d=1)$				$(r/d=1) + (\text{SPACER}) + (r/d=2)$				$(r/d=1) + (\text{SPACER}) + (r/d=3)$			
0	1.00	.86	.71	.81	1.06	.91	.74	.83	1.02	.93	.78	.87
30	1.16	1.04	.94	.83	1.15	1.05	.85	.84	1.06	1.05	.83	.83
60	1.04	.93	.76	.82	1.01	.96	.82	.84	.97	.92	.83	.83
90	.81	.79	.74	.82	.81	.86	.80	.82	.86	.90	.82	.83
120	.69	.69	.72	.81	.71	.78	.79	.81	.78	.82	.82	.83
150	.60	.63	.73	.81	.64	.71	.78	.81	.72	.78	.81	.84
180	.53	.58	.71	.80	.60	.65	.77	.81	.67	.72	.81	.85
CASE θ_c	$(r/d=2) + (\text{SPACER}) + (r/d=1)$				$(r/d=2) + (\text{SPACER}) + (r/d=2)$				$(r/d=2) + (\text{SPACER}) + (r/d=3)$			
0	.76	.74	.69	.74	.86	.83	.72	.77	.88	.85	.74	.83
30	.73	.72	.73	.79	.79	.79	.71	.81	.84	.83	.77	.82
60	.71	.70	.74	.80	.77	.74	.70	.81	.81	.81	.79	.83
90	.67	.68	.74	.80	.73	.71	.70	.80	.78	.79	.81	.84
120	.64	.66	.75	.81	.68	.68	.69	.80	.76	.77	.82	.85
150	.60	.64	.75	.81	.63	.65	.69	.80	.72	.75	.82	.86
180	.57	.62	.75	.81	.58	.62	.72	.80	.69	.73	.83	.87
CASE θ_c	$(r/d=3) + (\text{SPACER}) + (r/d=1)$				$(r/d=3) + (\text{SPACER}) + (r/d=2)$				$(r/d=3) + (\text{SPACER}) + (r/d=3)$			
0	.79	.76	.70	.76	.85	.83	.72	.77	.86	.87	.82	.85
30	.76	.75	.73	.81	.83	.81	.74	.81	.83	.85	.81	.85
60	.73	.73	.75	.81	.80	.79	.75	.80	.81	.83	.81	.85
90	.70	.72	.77	.81	.76	.76	.76	.80	.78	.79	.80	.85
120	.68	.70	.78	.82	.73	.74	.77	.80	.76	.77	.80	.85
150	.65	.69	.78	.82	.69	.71	.77	.80	.74	.75	.79	.85
180	.64	.68	.79	.82	.65	.68	.77	.80	.71	.73	.79	.85

[注記] SPACER = (スパーサ長さ/スパーサ径) = L_s/D 、 θ_c = 組み合わせ角度使用例) 曲率1と曲率2のベンドをスパーサ比 $L_s/D=4$ のパイプで接続した場合の C_{b-b} の値?組み合わせ角度 θ_c は 60° とする。答) CASE $\rightarrow (r/d=1) + (\text{SPACER}) + (r/d=2)$ で、SPACER=4 及び $\theta_c=60^\circ$ を選び $C_{b-b}=0.82$

< 解説 >

1. 本標準は、Miller 「Internal flow」 chapter. 10 によっている。このテキストの該当部分は東北大学高速研のデータなどを整理して設計データにしたもの。内容的には、「管路・ダクトの流体抵抗」(日本機械学会技術資料)と同じになるが、まとまりが良いので紹介した。

2. 最近は、コストダウンやランニングコスト削減などから、かなり切り詰めた設計がなされるケースもでてきているので、干渉を考慮して余分な設計マージンを取り除いた圧損計算の需要は少なくないと思われる。

図や表からわかるように、組み合せ角、スパーサ長さ、曲げ半径によって、かなり干渉補正係数が変化する。最近の管路流れ計算ソフトの中にはこの干渉効果を取り込んだものもみられるが、配管のアレンジメントに依存しているので、計画段階では考慮されないことが多いと思われる。しかし機器廻りの全曲がり圧損係数を $K=(\text{平均的な } C_{b-b}) \times \sum K_i$ の形で見積もることは考えられる。

(引用文献)

(1) 「Internal Flow—A guide to losses in pipe and duct systems」 Donald S Miller (BHRA) Sect. 6

添付：ベンツの圧力損失(参考)

(1) 円断面スミ-スベンツ(図 a 参照) -----文献(1)

$$\text{圧力損失 } \Delta P = [K + f(L_1 + L_2)/D] \times 0.5 \rho U^2 \times 10^{-4} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \text{----- (b)}$$

ここで K =圧損係数、 f =直管の摩擦係数、 ρ =密度($=\gamma/g$)、 γ =流体比重量(kg/m^3)、

g =重力(9.807m/s^2)、 U =管内平均流速(m/s)

圧損係数 K は以下による。

層流($Re < 2000$) : $45^\circ/90^\circ$ ベンツについては図 b による。 180° については図 b の値の 2 倍。

乱流($Re > 4000$) : $R/D \geq 1.8$ の時は下式による。

$$0 < Re(D/R)^2 < 360 \quad \text{----} \quad K = 0.0175 \alpha f_c \theta (R/D)$$

$$Re(D/R)^2 \geq 360 \quad \text{-----} \quad K = 0.00431 \alpha \theta Re^{-0.17} (R/D)^{0.84}$$

ここで Re =レイノルズ数= UD/ν 、 D =管内径(m)、 U =平均流速(m/s)、 ν =動粘度(m^2/s)

θ =曲げ角度($^\circ$)、 f_c =ベンツの管摩擦係数= $0.336 / \{Re(D/2R)^{0.5}\}^{0.2}$

α =無次元係数(下記、中間 θ は内挿で)。

$$\theta = 45^\circ \text{ の時 : } \alpha = 1 + 5.13 (D/R)^{1.47}$$

$$\theta = 90^\circ \text{ の時 : } \alpha = 0.95 + 4.42 (D/R)^{1.96} \quad (R/D < 9.85)$$

$$= 1.0 \quad (R/D \geq 9.85)$$

$$\theta = 180^\circ \text{ の時 : } \alpha = 1 + 5.06 (D/R)^{4.52}$$

(中間の θ については内挿による。 $R > 50D$ の時は θ によらず $\alpha = 1$)

$R/D \leq 2$ で $Re \geq 5 \times 10^5$ の時は表 2 による。

$R/D \leq 2$ で $Re < 5 \times 10^5$ の時は次式による。

$$K = K^* \times (5 \times 10^5 / Re)^{0.17} \quad (K^* = \text{表 2 の } K \text{ 値})$$

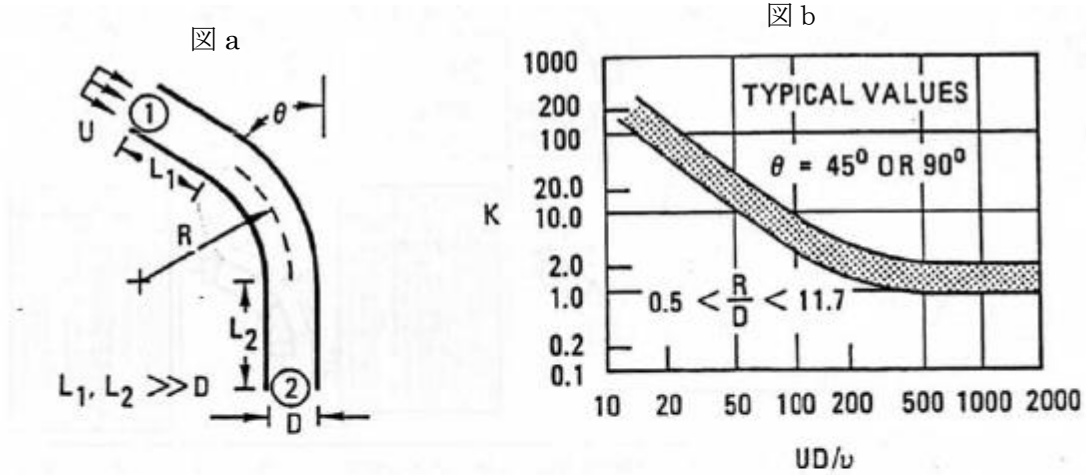


表 2

R/D	K					
	θ (degrees)					
	20	30	45	75	90	180
0.5	0.053	0.12	0.27	0.80	1.1	--
0.75	0.038	0.070	0.14	0.31	0.40	0.70
1.0	0.035	0.058	0.10	0.20	0.25	0.28
1.5	0.040	0.060	0.090	0.15	0.18	0.21
2.0	0.045	0.065	0.089	0.14	0.16	0.19

(2) 矩形断面スモースベンド(図 C 参照) -----文献(1)

圧損式は(b)式に同じ。

乱流 $Re > 4000$: $K = \beta K^*$

ここで K^* は円形断面の K 値(但し同じ U, D, R, θ, ν に対し)

なお $D = 2ab / (a+b)$ (水力径)

係数 β は表 3 による。

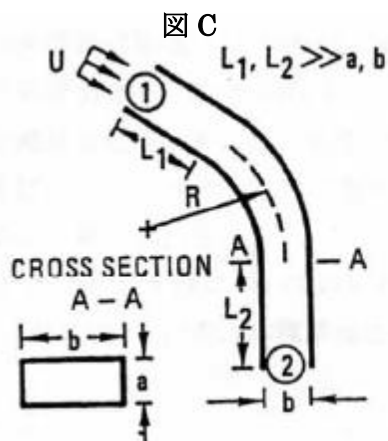


表 3

a/b	β	
	$0.5 < \frac{R}{b} < 1.5$	$\frac{R}{b} > 1.5$
0.25	1.30	1.50
0.50	0.95	1.00
1.0	0.95	0.90
2.0	0.85	0.75
4.0	0.90	0.85

文献 (1) R.B.Blevin 「Applied Fluid Dynamic Hand book」 (VNB) Table 6 - 5 # 1,7,8