Università degli Studi di Genova

Dipartimento di Chimica e Chimica Industriale

Corso di Laurea in Chimica e Tecnologie Chimiche

FONDAMENTI DI TECNOLOGIE CHIMICHE PER L'INDUSTRIA E PER L'AMBIENTE
(modulo II)

MOTO DEI FLUIDI

Aldo Bottino
e-mail : bottino@chimica.unige.it
Tel. : 010 3538724 - 3538719

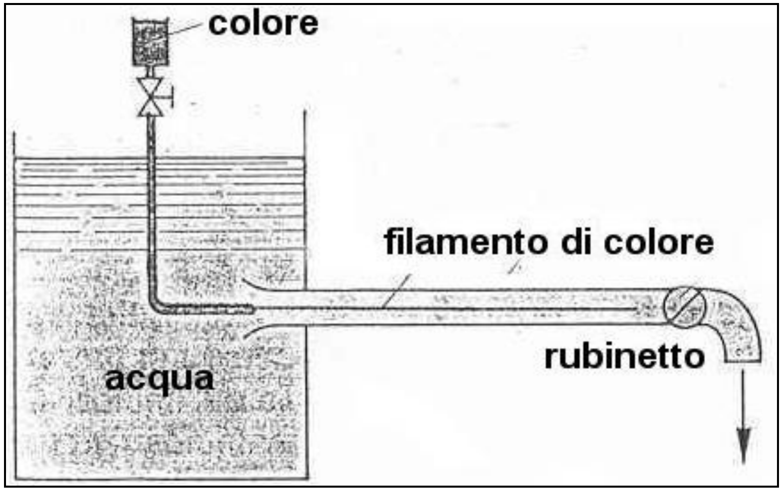
Moto dei fluidi in un condotto

Esperimento di Reynolds

Osborne Reynolds nel 1893 fu il primo ad esaminare il *moto di un liquido in un condotto* effettuando un semplice esperimento che consisteva nell'iniettare del colore all'ingresso di un tubo di vetro trasparente, nel quale fluiva dell'acqua che usciva da un serbatoio.

A *basse velocità* dell'acqua Reynolds trovò che il sottile filamento di colore che si formava rimaneva praticamente *intatto* per tutta la lunghezza del tubo mostrando così che particelle si muovevano per *linee parallele.*

Aprendo via via il rubinetto in modo da fare *aumentare* progressivamente *la velocità* dell'acqua, si raggiunse una condizione per cui il filo di colore *iniziava ad oscillare.*

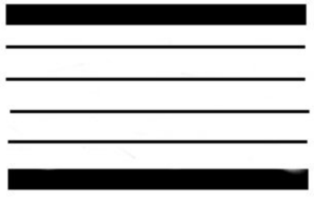


Aprendo ulteriormente il rubinetto, quindi raggiungendo *velocità ancora maggiori* il filo si rompeva ed il colore si *diffondeva* dappertutto.

Moto laminare e turbolento

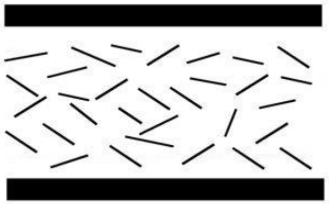
Il moto a basse velocità, in cui le particelle si muovono in modo *ordinato,* viene chiamato *laminare* in quanto, come illustra la Figura seguente il fluido sembra venire *laminato* in strati sottili che scorrono l'uno sull'altro.

Il moto viene detto anche *viscoso* perchè è caratteristico di un fluido viscoso o è un moto in cui la viscosità giuoca un ruolo importante.



Il moto ad alta velocità, in cui le particelle non si muovono più in modo ordinato, ma occupano *posizioni diverse*, le une rispetto alle altre, nelle successive sezioni trasversali, viene chiamato *moto turbolento*, ed è illustrato schematicamente nella Figura seguente.

Il moto turbolento è caratterizzato da *piccole ma continue fluttuazioni* nella grandezza e nella direzione della *velocità* del fluido accompagnate da corrispondenti fluttuazioni della pressione.



Il numero di Reynolds R è il *parametro* che ci dice quando siamo in presenza di moto laminare o di moto turbolento ed è definito come:

$$R = \frac{\rho \cdot L \cdot v}{\mu}$$

dove:

ρ = densità del fluido in [kg/m^3]

v = velocità del fluido in [m/s]

μ = viscosità dinamica o assoluta del fluido in [kg/(m·s)]

L = diametro equivalente in [m], caratteristico del sistema considerato (che nel caso di tubi coincide con il diametro della tubazione).

Il numero di Reynolds è un numero *senza dimensioni*.

Infatti tenendo conto delle dimensioni delle grandezze che lo compongono si ricava:

$$R = \frac{[kg/m^3] \cdot [m] \cdot [\ m/s]}{[kg/(m \cdot s)]} = \frac{[kg/(m \cdot s)]}{[kg/(m \cdot s)]}$$

Moto dei fluidi e numero di Reynolds

Da esperienze effettuate facendo scorrere liquidi diversi in tubi dritti di vario diametro è stato calcolato il numero di Reynolds.

Si è così visto che, assumendo come v la *velocità media* del fluido in una tubazione e come grandezza caratteristica L il *diametro* della tubazione stessa, per:

- $R < 2100$ il moto è *laminare*
- $R > 4000$ il moto è *turbolento*
- $2100 < R < 4000$ vi è una *zona di transizione* tra i due regimi

Il numero di *Reynolds critico* R_c, è quel valore del numero di Reynolds in corrispondenza del quale si registra una *transizione* tra regime laminare e turbolento.

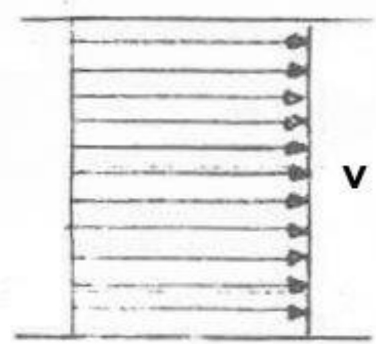
Al numero di Reynolds critico corrisponde per una data lunghezza caratteristica, una *velocità critica* v_c del fluido al di sotto della quale il moto è ancora laminare.

Fluidi ideali e fluidi reali

Fluidi ideali

Un fluido *ideale* è quello, per definizione, con *viscosità nulla*.

Mancando la viscosità non vi è attrito alle pareti e la *velocità* v del fluido è la *stessa* in ogni punto del condotto come mostra la Figura.



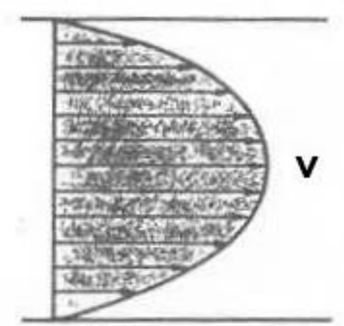
fluido ideale

Fluidi reali

Nel caso di un fluido reale la viscosità non è nulla e la velocità assume un:
- *valore zero*, nella regione a contatto con le pareti del condotto
- *un valore massimo* diverso da zero al centro del condotto.

Il profilo della velocità risulta diverso a seconda della condizioni di moto del fluido.

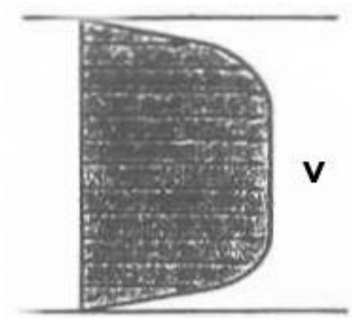
Nel caso di *moto laminare* il profilo risulta molto *addolcito.*



fluido reale
moto laminare

Nel caso di moto turbolento il profilo è invece molto più ripido in prossimità della parete.

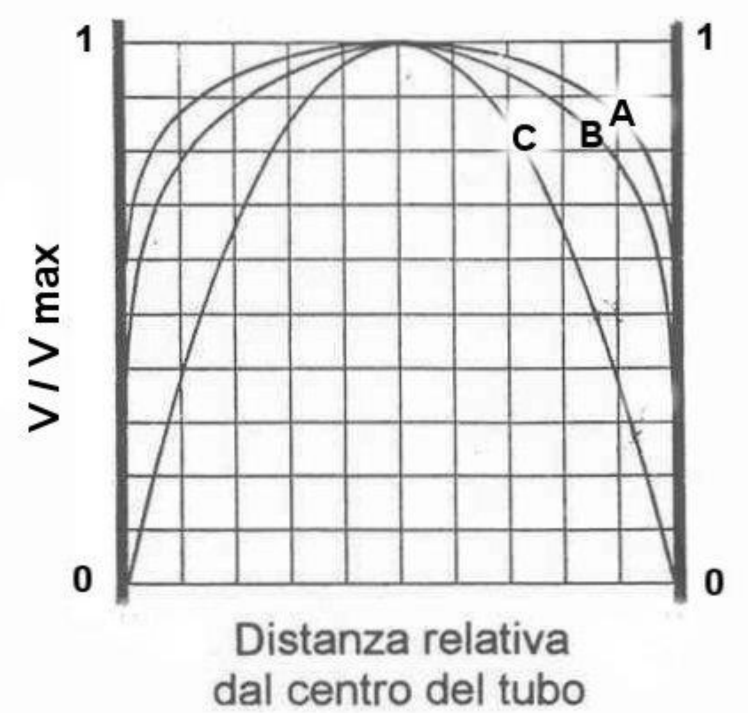
Questo fatto è legato al forte mescolamento tra gli strati di fluido, in prossimità della parete, prodotto dalla maggiore velocità.



fluido reale
moto turbolento

Velocità di un fluido in una tubazione

La Figura mostra l'andamento del rapporto tra la velocità locale e quella massima in funzione della distanza relativa dal centro della tubazione.



Nelle condizioni di moto laminare (curva C) il profilo della velocità è rappresentato da una *parabola* e la *velocità media è 0.5 volte quella massima.*

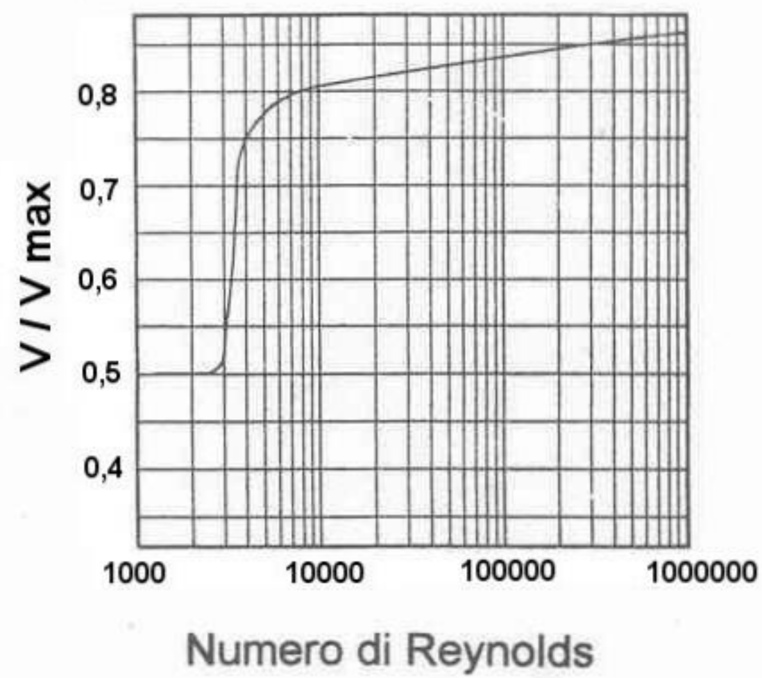
Nelle condizioni di moto turbolento la *curva* risulta *appiattita* (curve A e B) e la velocità *media risulta 0.8 quella massima.*

Velocità di un fluido in una tubazione

La relazione che lega il rapporto tra velocità media e massima al numero di Reynolds è mostrato nella Figura.

Per valori di R < 2100 il moto è laminare e quindi $v/v_{max} = 0,5$

Per valori di R > 4000 il moto è turbolento e quindi $v/v_{max} \sim 0,8$



Bisogna osservare che gli andamenti riportati si riferiscono a tubazioni lineari in condizioni di flusso stazionario ed isotermico.

Variazioni di diametro della tubazione possono portare a differenti profili delle curve.

In pratica per il dimensionamento dei condotti si assume una velocità costante ed uguale a quella media definita come rapporto tra la portata volumetrica Q e l'area A della sezione della tubazione.

Perdita di carico

Per mantenere in moto un fluido reale (cioè un fluido dove la viscosità non è trascurabile) per occorre vincere la *resistenza di attrito* presente lungo le pareti del condotto fornendo continuamente energia.

Questa energia è considerata *persa*, perchè non può venire utilizzata per nessun altro scopo che quello di mantenere il fluido in moto.

Questa *energia persa* è definita come *perdita di carico continua* (oppure distribuita) in quanto è presente in modo continuo lungo il circuito.

In aggiunta alla perdita di energia provocata dall’attrito, vi possono essere perdite di energia legate alla discontinuità o separazione della corrente e causate da curve, giunti, valvole, etc.

Questa perdite di energia è chiamata *perdita di carico localizzata o accidentale*

Quindi il carico Y complessivamente perso è dato da :

$Y = y_C + y_L$

dove:

y_C = carico (energia) perso per attrito (perdita di carico continua)

y_L = carico (energia) perso per effetto della separazione della corrente (perdita di carico localizzata)

Il carico Y si misura in metri e rappresenta una energia (N·m oppure kg·m) per unità di peso (N oppure kg).

Perdita di carico e caduta di pressione

Alla *perdita di carico* Y è associata una *caduta di pressione* ΔP data da:

$\Delta P = \rho \cdot g \cdot Y = \gamma \cdot Y$

dove:
g = accelerazione di gravità in $[m/s^2]$
ρ = densità del fluido in $[kg/m^3]$
$\rho \cdot g = \gamma$ = peso specifico del fluido $[kg/m^3]$

Il simbolo kg viene qui usato indifferentemente per indicare sia i kilogrammi massa che i kilogrammi peso (questi ultimi sono comunemente indicati con il simbolo kp).

Mentre la perdita di carico Y si misura in soli metri, la caduta di pressione viene comunemente espressa attraverso più unità di misura.

Le principali sono:
- *il pascal*, Pa (nel Sistema internazionale, SI)
- *il kilogrammo peso/centimetro quadrato*, kg/cm^2 oppure kp/cm^2 (nel Sistema Tecnico).

Infatti

$\Delta P = \rho \cdot g \cdot Y = kg/m^3 \cdot m/s^2 \cdot m = kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}$

che può essere riscritta come:

$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2} = kg \cdot [m \cdot s^{-2}] \cdot m^{-2} = N/m^2 = Pa$

Una unità di misura della pressione molto usata negli impianti è il bar:
1 bar = 100000 Pa

Caduta di pressione e potenza richiesta per il moto del fluido

La *potenza richiesta* N per mantenere in moto un liquido in un condotto (cioè per vincere la perdita di carico) è data dal prodotto:

$N = Q \cdot \Delta P$

dove:
Q = portata del liquido
ΔP = caduta di pressione

Se Q è espressa in m^3/s e ΔP in Pa, si ha:

$N = [m^3/s] \cdot [Pa] = [m^3/s] \cdot [N/m^2] = N \cdot m/s = J/s = W$

Perdita di carico continua e fattore di attrito

Esperienze sempre condotte nel secolo scorso sul moto dell’acqua nei tubi avevano dimostrato che la perdita di carico continua variava:

- *direttamente* con il *carico cinetico* $v^2/2g$
- *direttamente* con la *lunghezza del tubo* l
- *inversamente* con il *diametro del tubo* D

Usando un coefficiente di proporzionalità λ chiamato *fattore di attrito* Darcy e Weisbach proposero la seguente equazione:

$$y_C = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

dove:

y_C = perdita di carico continua in [m]

λ = fattore di attrito

l = lunghezza della tubazione in [m]

D = diametro della tubazione in [m]

v = velocità del fluido in [m/s]

g = accelerazione di gravità in [m/s^2]

Il fattore di attrito è *adimensionale*.

Infatti:

$$\lambda = y_C \cdot \frac{D}{l} \cdot \frac{2g}{v^2} = [m] \cdot \frac{[m]}{[m]} \cdot \frac{[m/s^2]}{[m/s]^2}$$

Se indichiamo con ξ_A un coefficiente adimensionale detto *coefficiente di resistenza di attrito* dato da :

$$\xi_A = \lambda \cdot \frac{l}{D}$$

l'equazione di Darcy-Weisbach può essere scritta come:

$$y_C = \xi_A \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Caduta di pressione e fattore di attrito

La caduta di pressione è legata alla perdita di carico continua dalla relazione:

$$\Delta P_C = \rho \cdot g \cdot y_C$$

Tenendo conto che:

$$y_C = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

si ricava:

$$\Delta P_C = \rho \cdot g \cdot \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Fattore di attrito di Fanning

Molto spesso sui testi (specialmente quelli anglosassoni) si trova anche il cosiddetto fattore di *attrito di Fanning* λ_F.

La relazione che lega il fattore di attrito di Fanning al fattore di attrito λ dell'equazione di Darcy-Weisbach è la seguente:

$\lambda = 4 \cdot \lambda_F$

Fattore di attrito in regime laminare e perdita di carico

Il *fattore di attrito* λ dipende dal *tipo di regime* e nel caso di *regime laminare* (R < 2000) è dato da:

$$\lambda = \frac{64}{R} \qquad \text{oppure} \qquad \lambda_F = \frac{\lambda}{4} = \frac{16}{R}$$

Tenendo conto dell'espressione:

$$y_C = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

si ricava:

$$y_C = \frac{64}{R} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Per un tubo a sezione circolare la lunghezza caratteristica L che compare nell'espressione del numero di Reynolds equivale al diametro D del tubo, cioè:

$$R = \frac{\rho \cdot D \cdot v}{\mu}$$

quindi:

$$y_C = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot D \cdot v} \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{32 \cdot \mu \cdot l \cdot v}{D^2 \cdot g \cdot \rho}$$

Da cui (essendo $\Delta P_C = \rho \cdot g \cdot y_C$) si ricava:

$$\Delta P_C = \rho \cdot g \cdot \frac{32 \cdot \mu \cdot l \cdot v}{D^2 \cdot g \cdot \rho} = \frac{32 \cdot \mu \cdot l \cdot v}{D^2}$$

Le equazioni che esprimono la *perdita di carico e la caduta di pressione in regime laminare* sono del tutto equivalenti e sono note come equazioni di *Hagen-Poiseuille*.

Da queste equazioni si ricava la *perdita di carico per unita di lunghezza*:

$$\frac{y_C}{l} = \frac{32 \cdot \mu \cdot v}{D^2 \cdot g \cdot \rho}$$

e la corrispondente *caduta di pressione per unità di lunghezza*:

$$\frac{\Delta P_C}{l} = \frac{32 \cdot \mu \cdot v}{D^2}$$

Dato che la velocità $v = Q/A$ e $A = \pi \cdot D^2/4$, si ottiene:

$$\frac{\Delta P_C}{l} = \frac{128 \cdot \mu \cdot Q}{\pi \cdot D^4}$$

Ciò significa che la caduta di pressione per unità di lunghezza è *proporzionale direttamente* alla *portata volumetrica* Q ed *inversamente alla quarta potenza del diametro* D della tubazione.

Fattore di attrito e regime turbolento

Per la valutazione del *fattore di attrito in regime turbolento* sono disponibili un *gran numero di relazioni*, tutte di natura *empirica*, che legano il fattore di attrito al numero di Reynolds ed a altre grandezze.

Una di queste è *l'equazione di Blasius* ,valida per R > 2300 e per tubi molto lisci:

$$\lambda = \frac{0.316}{R^{1/4}}$$

Una equazione tra le *più usate* è quella proposta da *Colebrook-White*:

$$\frac{1}{\lambda^{1/2}} = - 2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{2,7} + \frac{2,51}{R \cdot \lambda^{1/2}} \right)$$

dove:

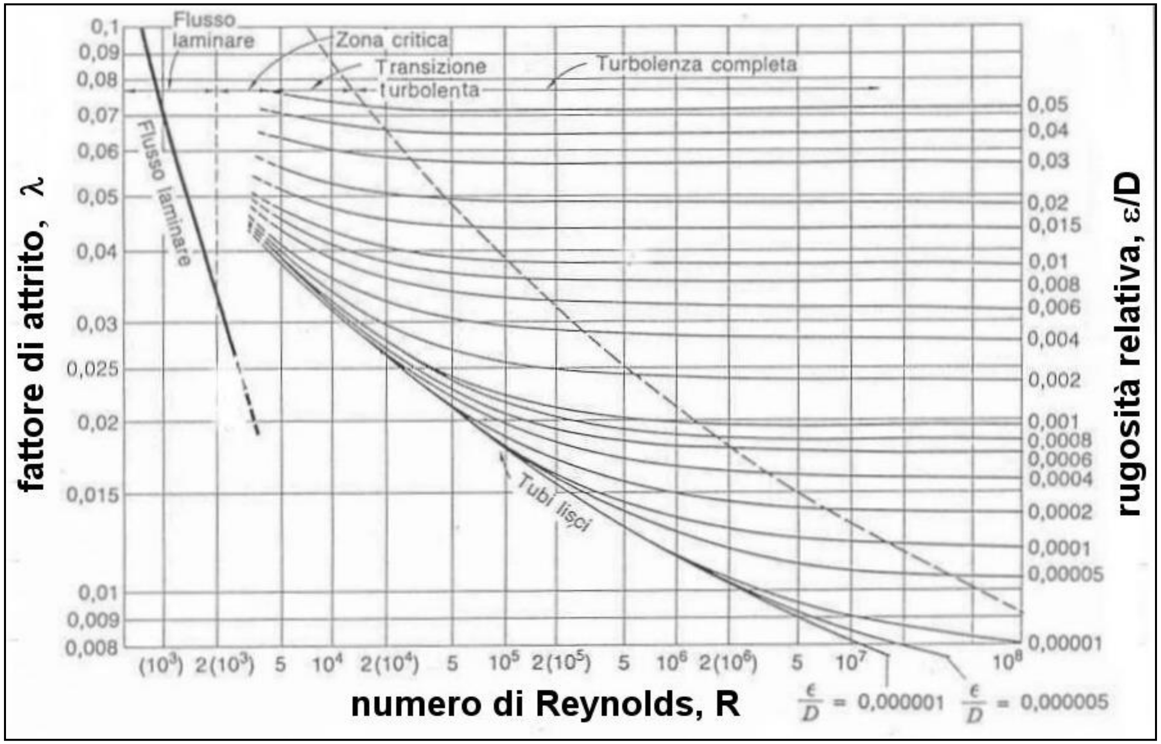
ε = rugosità

ε/D= rugosità relativa

L'equazione di Colebrook-White per regime turbolento a quella $\lambda = 64/R$ per regime laminare sono rappresentate congiuntamente in un diagramma, detto *diagramma di Moody*.

Dal diagramma si osserva che:

- nel caso dei *tubi lisci*, cioè quei tubi dove la ε/D è *molto bassa*, λ *dipende solo* da R
- quando R assume valori *molto grandi*, λ *non dipende* più da R ma diventa *solo funzione* di ε/D.
  In queste condizioni il *tubo si dice ruvido*.



Nel diagramma la zona dove λ è funzione sia di R che di ε/D e la zona dove λ è funzione solo ε/D (di turbolenza) sono separate da una linea tratteggiata

Questo fatto può essere spiegato anche analizzando l'equazione Colebrook-White:

$$\frac{1}{\lambda^{1/2}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{2.7} + \frac{2,51}{R \cdot \lambda^{1/2}} \right)$$

Infatti ponendo $\varepsilon/D = 0$ (tubo liscio) rimangono solo λ e R.

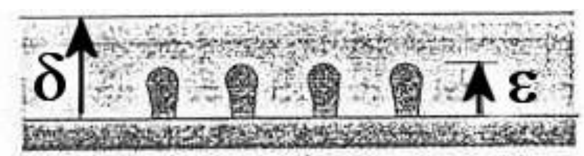
Inoltre quando R assume valori *molto grandi* il termine ($2.51/R \cdot \lambda^{1/2}$) diventa *molto piccolo* e λ cioè *non dipende* più da R ma diventa *solo funzione* di ε/D (tubo ruvido).

Tubi lisci e tubi ruvidi

Lo stesso tubo può essere considerato *liscio a bassi valori* di R e *ruvido ad alti valori* di R.

Fisicamente questo comportamento viene spiegato dall'esistenza, di un *piccolissimo strato limite laminare* a contatto con la parete del tubo.

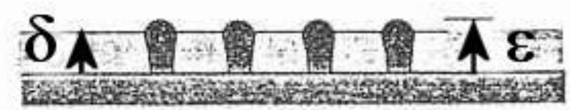
A valori di R relativamente bassi lo spessore δ dello strato laminare è *superiore* alla *rugosità* ε del tubo e il tubo si comporta come se fosse *un tubo liscio* (Figura a).



a)

All'aumentare di R lo spessore dello strato laminare diminuisce.

Quindi anche le più *piccole protuberanze* della superficie, che prima si trovavano all'interno dello strato laminare, vengono ora a trovarsi nella regione turbolenta e fanno sì che il tubo si comporti come se fosse un *tubo ruvido* (Figura b).

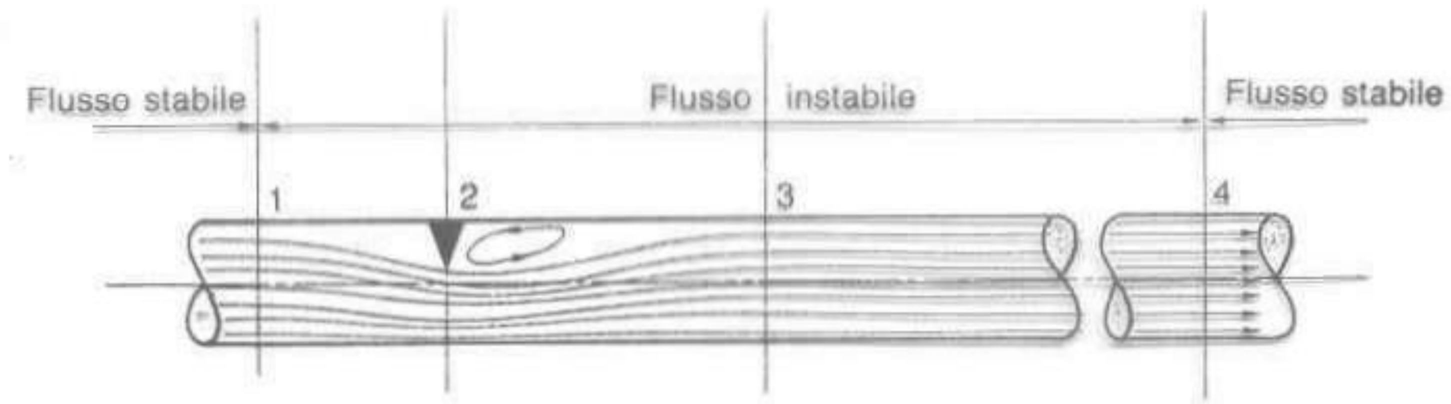


b)

Bisogna tenere presente che i valori riportati sul diagramma di Moody si riferiscono a condizioni di *flusso completamente sviluppato o stabilizzato.*

Questa condizione si verifica quando la *velocità non cambia lungo l'asse della tubazione.*

Come mostra la Figura seguente qualsiasi variazione di sezione potrà portare alla creazione di un flusso instabile.



La *stabilizzazione* del moto (laminare o turbolento) avverrà dopo una certa *lunghezza pari a n volte* il diametro della tubazione.

Valutazione delle perdite di carico

Il diagramma di Moody permette di determinare il fattore di attrito, λ, di un certo tubo di diametro, D, con rugosità, ε, e percorso dal fluido ad un dato valore di R.

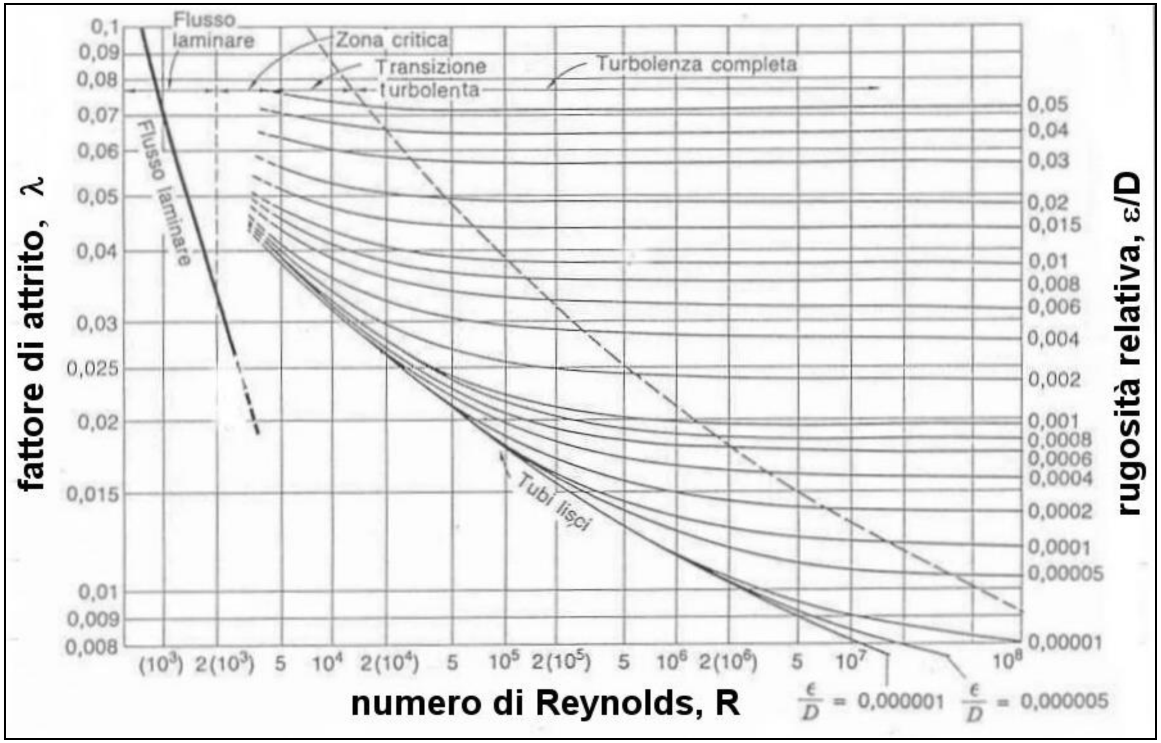
Dall'equazione di Darcy

$$y_C = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

oppure

$$\Delta P_C = \rho \cdot g \cdot \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Si ricava direttamente la perdita di carico o la caduta di pressione del tubo di lunghezza l.



I valori della rugosità (o scabrezza) assoluta ε di tubi commerciali nuovi sono riportati in manuali di ingegneria.

La Tabella mostra valori tipici valori di ε per vari tipi di tubi.

Tipo di tubo	Rugosità assoluta ε (μm)
Trafilato in ottone, piombo, vetro	1.5
Acciaio commerciale o ferro battuto	46
Acciaio saldato	120
Ferro zincato	150
Ghisa	250
Cemento	300 - 3000
Acciaio chiodato	900 - 9000

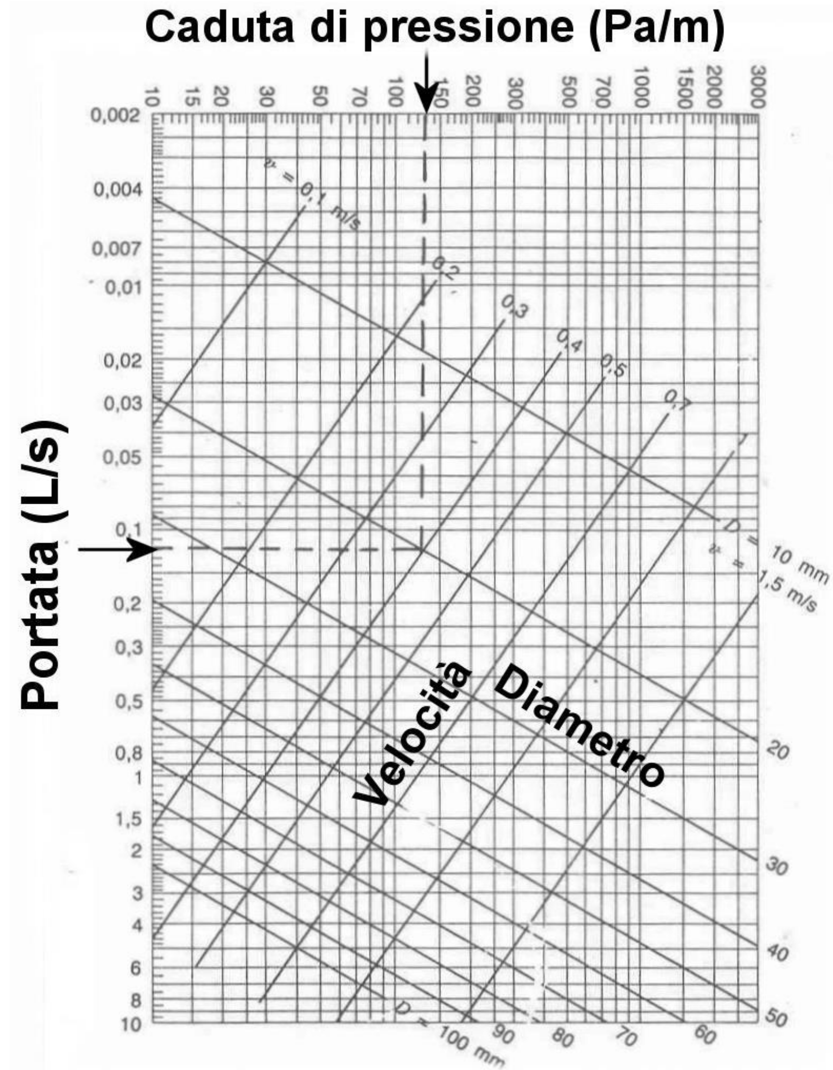
Sugli stessi manuali si possono trovare dei diagrammi che permettono direttamente il calcolo della perdita di carico o della caduta di pressione.

Il diagramma riporta la caduta di pressione per unità di lunghezza $\Delta P_C/l$ in funzione del diametro D del condotto e della portata *per tubi lisci percorsi da acqua.*

La linea tratteggiata tra le due frecce illustra come si usa il diagramma.

Ad esempio il valore di $\Delta P_C/l$ per un tubo con D = 20 mm percorso da acqua con una portata pari a 0,14 L/s, è:

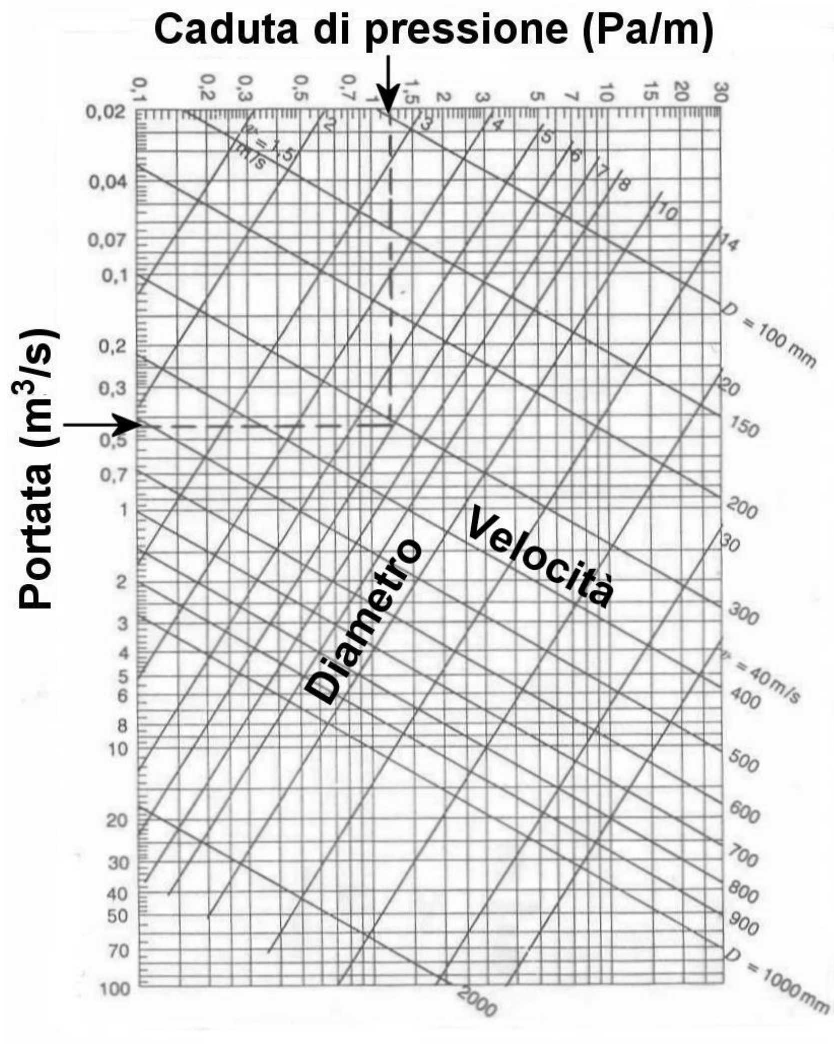
$\Delta P_C/l$ = 130 Pa/m.



Il diagramma a lato riporta invece la caduta di pressione per unità di lunghezza ($\Delta P_C/l$) in funzione del diametro D del condotto e della portata per *tubi lisci percorsi da aria.*

Anche in questo caso la linea tratteggiata tra le due frecce illustra l'uso del diagramma.

Ad esempio il valore di $\Delta P_C/l$ per un tubo con D = 300 mm percorso da aria con una portata di 0.44 m^3/s, è:
$\Delta P_C/l = 1.2$ Pa/m.



Condotti non circolari. Raggio idraulico

Nel caso di *condotti non circolari* (come ad esempio i condotti per il condizionamento d'aria) le equazioni relative alle perdita di carico, alla caduta di pressione, etc. possono essere applicate introducendo il concetto di *raggio idraulico*, R_i, definito come:

$$R_i = \frac{A}{C} = \frac{\text{Area della sezione liquida}}{\text{Contorno (o perimetro) bagnato}}$$

Così in un condotto rettangolare di *altezza* a e *larghezza* b, occupato dal liquido *solo* per la profondità z si ricava:

A = area della sezione liquida = $b \cdot z$

C = contorno bagnato = $b + 2z$

Quindi

$$R_i = \frac{A}{C} = \frac{b \cdot z}{b + 2z}$$

In un *tubo circolare di diametro D occupato interamente dal liquido*, si ricava:

$$R_i = \frac{A}{C} = \frac{\text{Area della sezione liquida}}{\text{Contorno (o perimetro) bagnato}}$$

$$R_i = \frac{\pi \cdot D^2/4}{\pi \cdot D} = \frac{D}{4} \quad \text{da cui} \quad D = 4\,R_i$$

cioè il *diametro di un tubo a sezione circolare è pari a quattro volte il raggio idraulico.*

Il valore $D = 4\,R_i$ è chiamato *diametro equivalente*.

E' quindi evidente che in un tubo a sezione circolare il diametro equivalente coincide con il diametro del tubo stesso.

Nei condotti non circolari il valore del diametro equivalente $D = 4\ R_i$ può essere sostituito nelle equazioni del:

- *numero di Reynolds:*

$$R = \frac{\rho \cdot (4\ R_i) \cdot v}{\mu}$$

- *fattore di attrito:*

$$\lambda = y_C \cdot \frac{4\ R_i}{l} \cdot \frac{2g}{v^2}$$

- *coefficiente di resistenza di attrito:*

$$\xi_A = \lambda \cdot \frac{4\ R_i}{D}$$

Da cui è possibile calcolare la perdita di carico in *condotti a sezione non circolare* con l'aiuto del diagramma di Moody (dove però occorre tener conto della rugosità relativa che vale $\varepsilon / 4\ Ri$).

Perdite di carico localizzate

Le perdite di carico dovute a *resistente localizzate* sono tutte quelle perdite provocate da *brusche variazioni di sezione* causate per esempio da *curve, diramazioni, giunti, valvole,* etc.

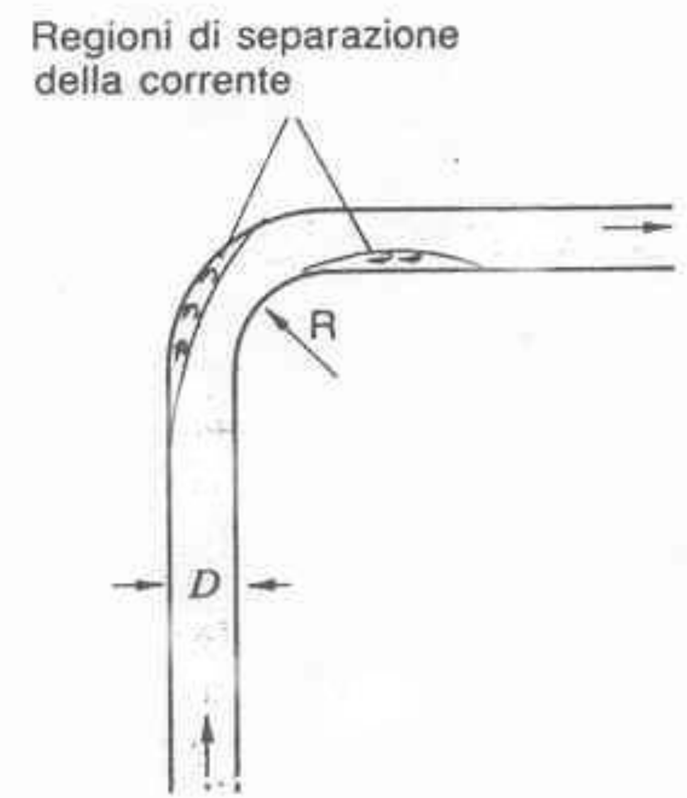
Queste perdite sono il risultato di variazioni pronunciate nella velocità del fluido, sia in modulo che in direzione.

In generale, un *aumento di velocità* (cioè una accelerazione) del liquido è causa di *piccole perdite localizzate.*

Al contrario, una *diminuzione di velocità* (cioè una decelerazione) del liquido causa *elevate perdite di carico* determinate dalla presenza di *vortici*, con sensibile aumento della turbolenza.

I meccanismi che portano alla formazione di vortici e quindi alla dissipazione di energia sono illustrati nella Figura a lato, riferita ad una curva a 90°.

Si formano *due regioni di separazione* e più la curva diventa stretta, più l'area di separazione della corrente diventa *estesa* e *maggiore* è la perdita di carico.



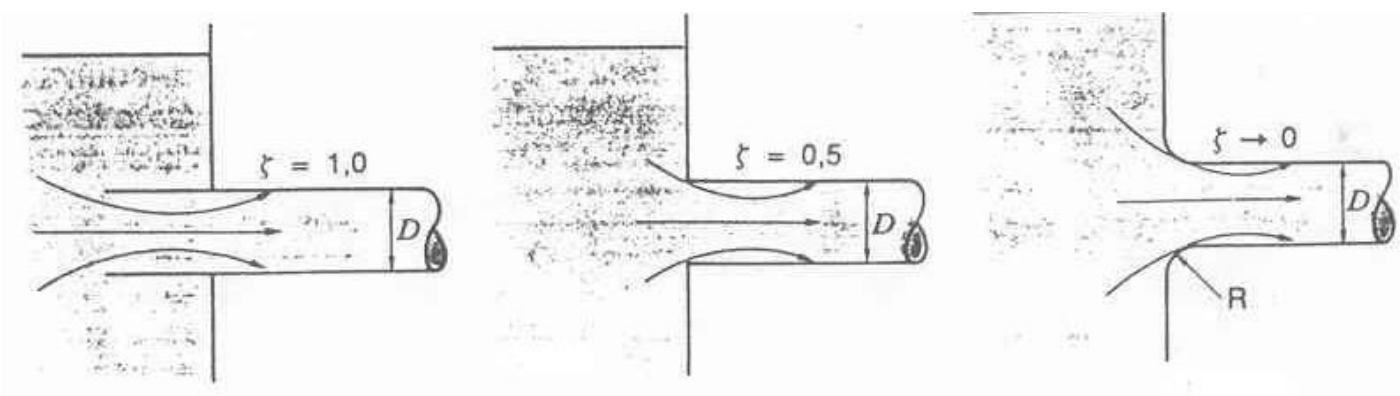
La Figura seguente mostra la separazione di corrente per tre tipi di collegamenti di una tubazione ad un serbatoio.

La *maggiore separazione di corrente* si ha nel caso in cui il tubo si *prolunga* all'interno del serbatoio (Figura a sinistra).

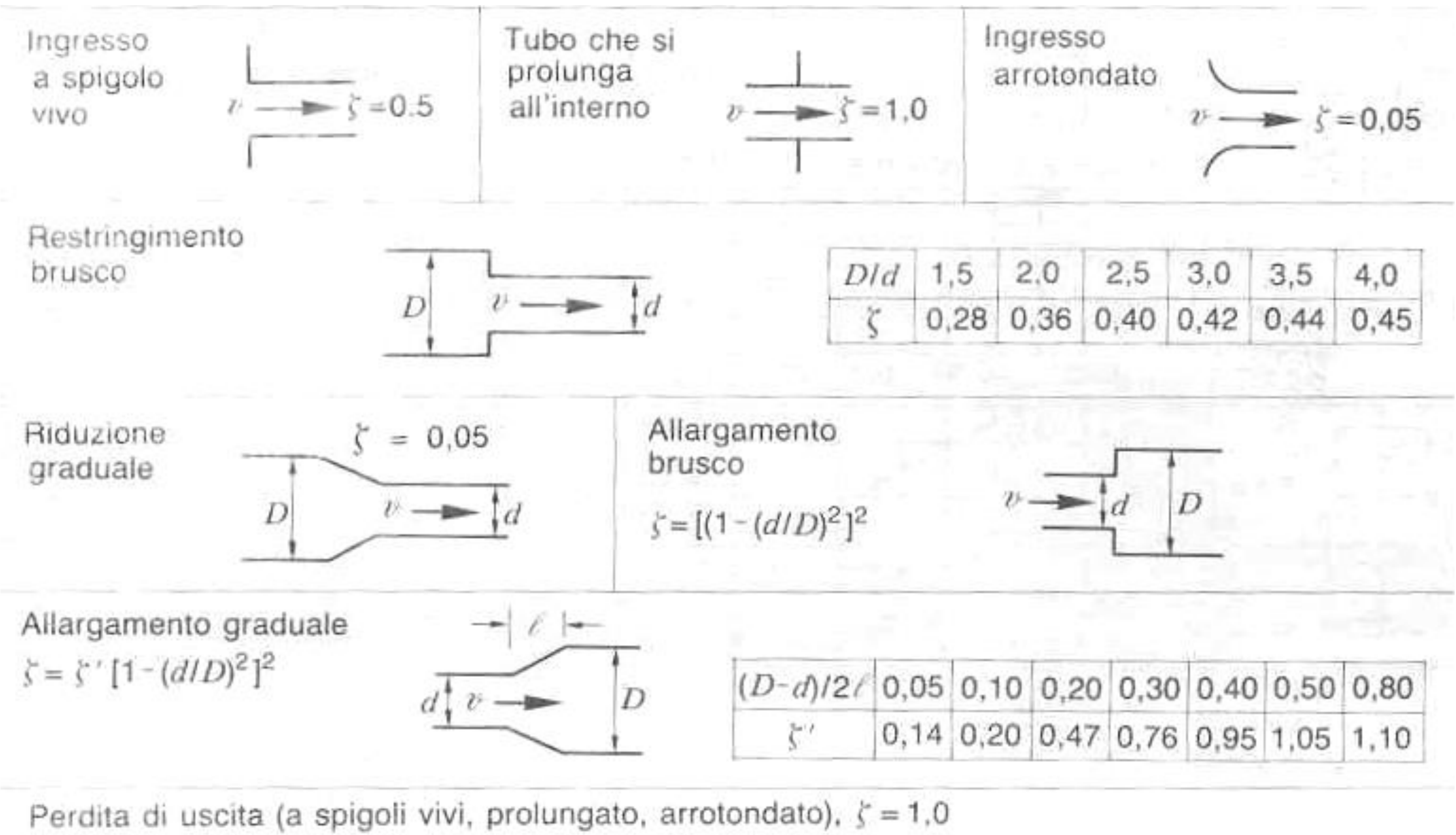
Negli altri due casi, meno *affilato* è l'angolo di ingresso del tubo *minore* è la separazione di corrente.

Di conseguenza il fattore di resistenza d'attrito, ξ, legato alla resistenza localizzata, diminuisce, e quindi tenendo presente che:

$$y_L = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}$$ la perdita di carico è più bassa.



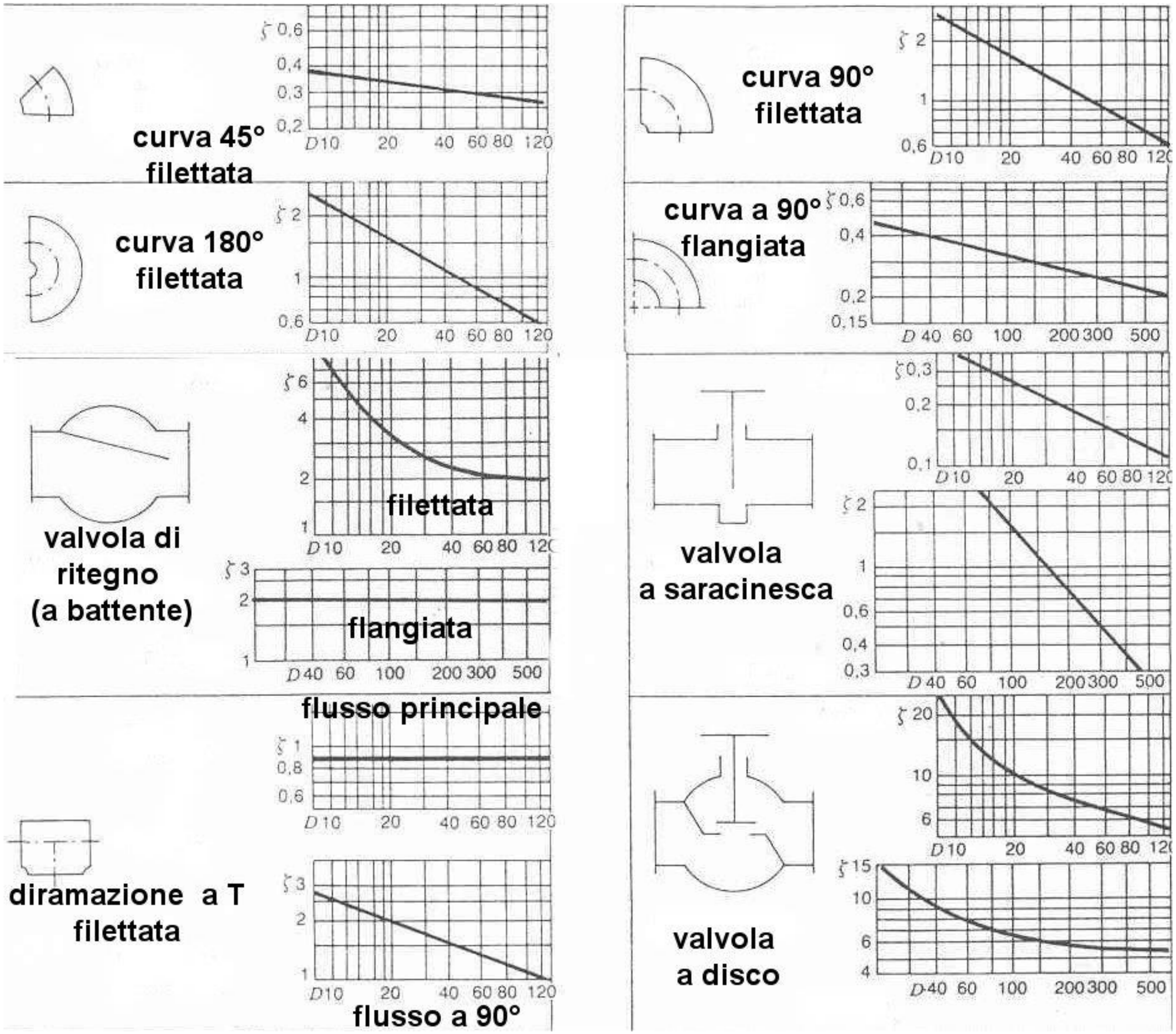
E’ possibile valutare *approssimativamente* il valore delle perdite di carico localizzate utilizzando dati i reperibili sui manuali di ingegneria o sui cataloghi dei costruttori (come ad esempio la Figura seguente dove sono riportati i valori di ξ per varie geometrie della variazione di sezione).



D/d	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
ζ	0,28	0,36	0,40	0,42	0,44	0,45

$(D-d)/2\ell$	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,80
ζ'	0,14	0,20	0,47	0,76	0,95	1,05	1,10

La figura seguente riporta i valori di ξ in funzione del diametro D per alcuni tipi raccordi e valvole.



Lunghezza equivalente del condotto e perdita di carico

Un altro modo per la valutazione della perdita di carico fa riferimento alla cosiddetta *lunghezza equivalente* le riferita al *diametro del condotto* D.

Valori rappresentati del rapporto le/D per alcuni tipi di collegamenti tipici di un impianto sono riportati nella Tabella a lato.

Ciò significa ad esempio che la resistenza di una curva a 90° del diametro di 50 mm equivale a quella di un tubo dello stesso diametro lungo
30 · 50 mm = 1.5 m.

Tipo di collegamento	l_e/D
Valvola a disco tutta aperta	450
Valvola ad angolo tutta aperta	200
Valvola a saracinesca	
- tutta aperta	13
- aperta a 3/4	35
- aperta a metà	160
- aperta a 1/4	900
Valvola di non ritorno a battente	135
Valvola a sfera tutta aperta	150
Valvola a farfalla (D > 150 mm) tutta aperta	20
Curva standard a 90°	30
Curva standard a 45°	16
Curva a raggio ampio	20
Curva con filettatura maschio e femmina 90°	50
Curva con filettatura maschio e femmina a 45°	26
Diramazione a T standard	
- con flusso nella direzione principale	20
- con flusso attraverso la diramazione	60

Perdite di carico complessive (continue + localizzate) e lunghezza equivalente

Per un generico impianto caratterizzati da *perdite di carico continue* y_C e *localizzate* y_L, la *perdita di carico totale* Y, è data da:

$$Y = y_C + y_L$$

Se si conosce la somma $\sum l_e$ di tutte le lunghezze equivalenti associate alla diverse ostruzioni presenti nel circuito la perdita di carico Y diventa:

$$Y = \lambda \cdot \frac{(l + \sum l_e)}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

dove:

L = *lunghezza complessiva* della tubazione del circuito

$\sum l_e$ = *somma di tutte le lunghezze equivalenti* associate alle diverse ostruzioni presenti nel circuito.

E' chiaro che in questa espressione il fattore di attrito λ viene considerato uguale per tutti i componenti e i tubi del circuito (altrimenti bisogna valutare la perdita di carico continua o localizzata *caso per caso).*

Perdita di carico delle valvole – Coefficiente K_v

La perdita di carico in una valvola può essere facilmente calcolata conoscendo il valore del cosiddetto coefficiente K_v:

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$$

che rappresenta la portata Q di acqua (a 4 °C, peso specifico, γ = 1 g/cm^3) che attraversa la valvola (tutta aperta, salvo altra indicazione) creando una perdita di carico o una caduta di pressione $\Delta P = 1$.

Il valore del K_v deve essere sempre associato alle unità di misura della portata Q (ad esempio m^3/h, L/h, L/min, etc.) e della caduta di pressione attraverso la valvola (ad esempio bar, Pa, Kg/cm^2).

Impiegando tali unità il K_v rappresenta, ad esempio, il numero di m^3/h di acqua che passano attraverso la valvola quando la differenza di pressione a monte e a valle della valvola è pari a 1 Kg/cm^2.

Analoghe formule per definire il K_v si trovano per gas e vapori.

Impiegando le unità di misura anglosassoni si ottiene al posto di K_v un coefficiente C_v che rappresenta la portata (ad esempio in galloni USA al minuto) che attraversa la valvola creando ad esempio un $\Delta P = 1$ psi.

Tra K_v e C_v vale la seguente relazione: $C_v = 1.17\ K_v$

Le ditte costruttrici di valvole forniscono per ogni tipo di valvola di diametro nominale DN il valore di K_v, così da poter calcolare il ΔP per qualsiasi tipo di liquido a qualsiasi temperatura (conoscendo il valore del peso specifico)

Ad esempio volendo conoscere la perdita di carico di una valvola con DN 40 e $K_v = 20\ m^3/h$ attraversata da una portata di acqua pari a 8 m^3/h basta ricordare che:

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}} \qquad \text{quindi} \qquad \Delta P = \gamma \cdot \left(\frac{Q}{K_v} \right)^2 = 1 \cdot \frac{64}{400} = 0{,}16\ \mathrm{kg/cm^2}$$

Per conoscere la perdita di carico di valvole attraversate da liquidi diversi dall'acqua bisognerà tenere presente il diverso peso specifico del liquido.

La Tabella seguente riporta riporta il valore del C_v per valvole a farfalla di diverso diametro e per diversi gradi di apertura della valvola.

GRADO DI APERTURA	DIAMETRI VALVOLE														
mm	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
ins	1 ½"	2"	2 ½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"
90°	80	130	200	300	550	1125	1950	3250	5000	7500	10000	12500	17500	22000	28000
80°	70	105	160	240	475	1000	1650	2725	4300	6050	8100	10800	14000	17500	24000
75°	55	90	130	205	400	830	1350	2200	3600	5000	6700	9000	12000	15000	20500
70°	45	70	105	160	305	625	1030	1750	2750	4050	5100	6500	9200	11500	16500
60°	26	53	83	125	235	490	800	1300	2150	3100	4100	5100	7100	8700	11750
50°	18	27	42	63	120	250	410	700	1150	1600	2200	2650	3700	4600	6100
40°	11	17	26	38	73	155	250	420	670	1000	1300	1700	2300	2800	3800
30°	5	9	15	22	42	88	145	250	390	550	750	900	1250	1600	2200
25°	3	6	10	15	28	60	98	170	260	380	500	650	900	1125	1500

Per esempio una valvola da 8" (200 mm) con un angolo di apertura di 30° presenta un C_v di 250.

Quindi quando attraverso la valvola passano 250 galloni/minuto di acqua la perdita di carico è pari a 1 psi

Dato che $K_v = C_v / 1.17 = 214$, quando attraverso la valvola passano 214 m^3/h la perdita di carico è pari a 1 bar.

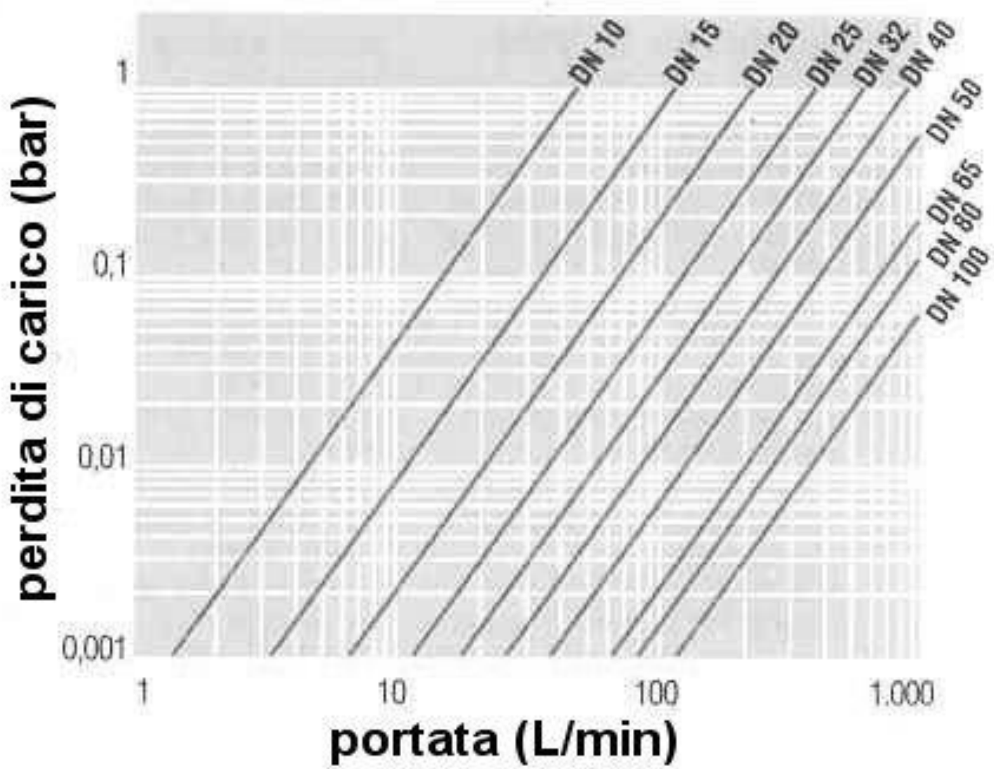
La Figura illustra la caduta di pressione di valvole in PVC a flusso libero (sede inclinata) di diverso DN in funzione della portata.

L'andamento di lnΔP in funzione di lnQ è lineare (in accordo con l'espressione del K_v). Infatti:

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$$

Quindi, in forma logaritmica:

$\ln K_v = \ln Q + 0{,}5\,(\ln \gamma - \ln \Delta P)$



Il valore della portata a 1 bar rappresenta, in questo caso, il valore del K_v (in unità di misura, L/min).