

Software professionale in versione Windows

Nicola Taraschi

# Progettazione e calcolo di impianti di climatizzazione

## LA TEORIA, LE MACCHINE, IL SOFTWARE

- Calcolo delle reti aerauliche con il software CANALI
- Le trasformazioni dell'aria umida ed il software PSICRO
- I ventilatori
- Le batterie alettate ed il software BATTERIE
- I recuperatori di calore
- Le torri evaporative ed il software TORRI
- Il software di calcolo secondo la norma UNI 13786
- Il software COMPRESSORI secondo la norma 113500

SECONDA EDIZIONE

GRAFILL

# INDICE

<b>PREFAZIONE</b> .....	p.	7
<b>1. LE PERDITE DI CARICO NEI CIRCUITI AERAILICI</b> .....	"	9
<b>1.1.</b> L'equazione dell'energia applicata all'aerailica .....	"	9
<b>1.2.</b> Le perdite di carico .....	"	10
<b>1.3.</b> Le proprietà fisiche dell'aria .....	"	10
<b>1.4.</b> Legame fra perdita e portata.....	"	11
<b>1.5.</b> L'influenza della temperatura.....	"	12
<b>1.6.</b> Influenza del diametro.....	"	12
<b>1.7.</b> Il diametro ottimale .....	"	14
<b>1.8.</b> Il coefficiente di forma.....	"	15
<b>1.9.</b> Le perdite concentrate .....	"	16
<b>2. APPLICAZIONI DI AERAILICA</b> .....	"	18
<b>2.1.</b> Il calcolo dei canali con il calcolo elettronico.....	"	18
<b>2.1.1.</b> Calcolo di progetto a perdita costante .....	"	19
<b>2.1.2.</b> Calcolo di progetto a velocità limite.....	"	19
<b>2.1.3.</b> Calcolo di progetto a recupero di statica .....	"	20
<b>2.2.</b> Il confronto fra i sistemi aerailici ed idraulici ai fini del costo del trasporto dell'energia termica .....	"	20
<b>2.3.</b> La caduta di temperatura nei condotti .....	"	21
<b>2.4.</b> Le pressioni nei condotti aerailici: pressione dinamica e pressione statica .....	"	22
<b>2.5.</b> I diffusori .....	"	25
<b>2.6.</b> I diffusori a maniche tessili .....	"	26
<b>2.7.</b> I filtri.....	"	27
<b>3. LE RETI AERAILICHE</b> .....	"	28
<b>3.1.</b> Generalità sulle reti aerailiche.....	"	28
<b>3.2.</b> Il calcolo delle portate reali .....	"	29
<b>3.3.</b> Il confronto fra il metodo di calcolo dei canali a recupero di statica e quello a perdita di carico costante .....	"	29
<b>3.3.1.</b> Il calcolo a recupero di statica .....	"	30
<b>3.3.2.</b> Il calcolo a perdita di carico costante .....	"	32
<b>3.3.3.</b> Confronto fra i due criteri.....	"	33
<b>3.4.</b> La rete con ricircolo .....	"	33
<b>3.5.</b> La rete con ventilatore di ricircolo .....	"	35
<b>3.6.</b> Gli impianti di aspirazione .....	"	37

<b>4. LA FISICA DELL'ARIA UMIDA .....</b>	<b>p.</b>	<b>40</b>
4.1. Proprietà fondamentali dell'aria umida .....	"	40
4.1.1. I passaggi di stato .....	"	40
4.1.2. Proprietà psicrometriche.....	"	41
4.2. Le trasformazioni dell'aria umida: la miscelazione .....	"	43
4.3. Riscaldamento – raffreddamento.....	"	44
4.4. La condensazione sulle tubazioni.....	"	45
4.5. Raffreddamento con condensazione.....	"	46
<b>5. LE TRASFORMAZIONI DELL'ARIA UMIDA.....</b>	<b>"</b>	<b>50</b>
5.1. Umidificazione .....	"	50
5.2. Umidificazione adiabatica.....	"	51
5.3. Il ciclo estivo .....	"	51
5.3.1. La regolazione .....	"	54
5.3.2. Il calcolo dell'azione di regolazione di temperatura .....	"	56
5.3.3. Il calcolo dell'azione di regolazione di umidità relativa .....	"	57
5.3.4. Caso 1: la potenza termica sensibile ambiente si riduce al 50%, mentre rimane inalterata quella latente .....	"	58
5.3.5. Caso 2: la potenza termica sensibile rimane uguale, quella latente si riduce al 50%.....	"	59
5.3.6. Caso 3: potenza termica sensibile e latente ambiente si riducono al 50%.....	"	59
5.4. Il ciclo invernale.....	"	61
<b>6. I VENTILATORI .....</b>	<b>"</b>	<b>65</b>
6.1. La variazione del punto di lavoro.....	"	65
6.2. La curva caratteristica q-DP dei ventilatori al variare del diametro.....	"	67
6.3. La curva caratteristica q-h dei ventilatori al variare del numero di giri .....	"	68
6.4. Il punto di lavoro al variare del numero di giri .....	"	69
6.5. I sistemi per la regolazione della portata nei ventilatori centrifughi.....	"	70
6.5.1. I ventilatori a velocità variabile.....	"	70
6.5.2. La variazione di portata mediante regolatore con pale ad inclinazione variabile .....	"	72
6.6. I ventilatori assiali .....	"	72
6.7. L'utilizzo del foglio elettronico .....	"	74
<b>7. LE BATTERIE ALETTATE NEL CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA.....</b>	<b>"</b>	<b>75</b>
7.1. Premessa .....	"	75
7.2. L'aletta cilindrica.....	"	76
7.3. Il coefficiente di scambio termico nelle batterie alettate.....	"	78
7.4. La trasmittanza al variare del passo delle alette .....	"	80
7.5. Le configurazioni delle batterie alettate .....	"	81
7.6. Il progetto di una batteria alettata (senza condensazione).....	"	84
7.7. Le batterie alettate con condensazione dell'aria.....	"	88
7.7.1. L'influenza della temperatura di ingresso dell'acqua refrigerata .....	"	90

7.7.2.	L'influenza della temperatura di ingresso dell'aria ad umidità relativa dell'aria d'ingresso costante (50%) .....	p.	91
7.7.3.	L'influenza della variazione della velocità dell'aria in ingresso .....	"	93
7.7.4.	L'influenza della variazione della velocità dell'acqua refrigerata .....	"	93
7.7.5.	Le batterie in serie .....	"	94
7.8.	Le perdite di carico delle batterie alettate .....	"	94
<b>8.</b>	<b>LE APPARECCHIATURE PER IL TRATTAMENTO DELL'ARIA</b> .....	"	98
8.1.	Le torri di raffreddamento .....	"	98
8.2.	I fancoil .....	"	107
8.3.	I recuperatori di calore aria-aria .....	"	112
8.4.	Le serrande di regolazione .....	"	121
<b>9.</b>	<b>I COMPRESSORI DEGLI IMPIANTI FRIGORIFERI</b> .....	"	124
9.1.	I compressori alternativi .....	"	124
9.1.1.	La regolazione nei compressori alternativi .....	"	125
9.1.2.	Bypass fra mandata ed aspirazione .....	"	125
9.1.3.	Esclusione di cilindri .....	"	125
9.2.	I compressori scroll .....	"	126
9.3.	I compressori a vite .....	"	127
9.4.	I turbocompressori centrifughi .....	"	128
9.5.	La valvola di laminazione termostatica .....	"	130
9.5.1.	Valvola con equilibratore esterno delle pressioni .....	"	132
9.5.2.	La valvola di espansione elettronica .....	"	133
9.6.	Le valvole pressostatiche per acqua .....	"	134
<b>10.</b>	<b>LA REGOLAZIONE DEI COMPRESSORI NEGLI IMPIANTI FRIGORIFERI</b> .....	"	136
10.1.	Regolazione della potenza frigorifera .....	"	137
10.2.	Circuiti frigoriferi senza parzializzazione .....	"	138
10.3.	Circuiti frigoriferi con parzializzazione .....	"	140
10.4.	Gruppi frigoriferi con 2 gradini di parzializzazione .....	"	140
10.5.	Circuiti frigoriferi con sistemi di parzializzazione continua .....	"	141
10.6.	Gli indici di efficienza energetica stagionale .....	"	141
10.6.1.	L'indice energetico EMPE .....	"	141
10.7.	L'efficienza energetica dei compressori e la norma UNI 11135 .....	"	142
10.8.	Esempio di calcolo della prestazione stagionale .....	"	144
10.9.	La regolazione dei compressori in parallelo .....	"	145
10.10.	La regolazione in cascata nei compressori degli impianti frigoriferi .....	"	149
<b>11.</b>	<b>GLI IMPIANTI AD ACCUMULO DI GHIACCIO</b> .....	"	152
11.1.	Le modalità di funzionamento del sistema .....	"	154
<b>12.</b>	<b>INSTALLAZIONE DEL SOFTWARE ALLEGATO</b> .....	"	159
12.1.	Introduzione .....	"	159
12.2.	Requisiti minimi hardware e software .....	"	159
12.3.	Download del software e richiesta della password di attivazione .....	"	160

12.4. Installazione ed attivazione del software.....	p.	160
<b>13. IL PROGRAMMA CANALI .....</b>	"	162
13.1. Presentazione.....	"	162
13.2. Tipologie di calcolo.....	"	162
13.3. L'ambiente di lavoro.....	"	163
<b>13.3.1. Il menu File.....</b>	"	163
<b>13.3.2. Il menu Viste.....</b>	"	164
<b>13.3.3. Il menu Archivi.....</b>	"	165
<b>13.3.4. Il menu Help.....</b>	"	165
<b>13.3.5. Il menu Componenti.....</b>	"	166
<b>13.3.6. Gli esempi.....</b>	"	166
<b>13.3.7. Elenco progetti su disco.....</b>	"	166
<b>13.3.8. Tabulato EXCEL.....</b>	"	167
13.4. Come iniziare: la produzione di un nuovo progetto.....	"	167
13.5. L'ambiente grafico di immissione dei dati.....	"	168
13.6. Un esempio passo-passo.....	"	175
13.7. L'immissione dei nuovi componenti.....	"	177
13.8. Gli esempi.....	"	180
<b>13.8.1. Esempio rete con diffusori.....</b>	"	180
<b>13.8.2. Esempio rete di aspirazione.....</b>	"	184
<b>13.8.3. Esempio rete mista.....</b>	"	186
<b>13.8.4. Esempio rete con bypass.....</b>	"	187
<b>14. IL PROGRAMMA PSICRO.....</b>	"	189
14.1. Proprietà del punto.....	"	189
14.2. Miscelazione.....	"	190
14.3. Riscaldamento-raffreddamento sensibile.....	"	191
14.4. Umidificazione.....	"	192
14.5. Umidificazione con vapore.....	"	192
14.6. Raffreddamento con condensazione.....	"	193
14.7. Ciclo estivo.....	"	194
14.8. Ciclo estivo con postriscaldamento.....	"	196
14.9. Ciclo invernale.....	"	198
14.10. Ciclo invernale con umidificazione a vapore.....	"	200
14.11. Verifica estiva.....	"	200
<b>15. IL PROGRAMMA BATTERIE ALETTATE.....</b>	"	201
<b>16. IL PROGRAMMA TORRI EVAPORATIVE.....</b>	"	204
<b>17. IL PROGRAMMA COMPRESSORI.....</b>	"	206
<b>18. IL PROGRAMMA UNI 13786.....</b>	"	209
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	"	214

## Prefazione

In questi ultimi anni nel campo termotecnico assistiamo a due tendenze particolari :un forte sviluppo degli impianti di condizionamento dell'aria e l'evoluzione delle norme tecniche di progettazione verso condizioni di maggiore attenzione alle condizioni effettive di funzionamento degli impianti. Questo testo vuol dare un contributo ad entrambe queste tendenze, fornendo competenze nel campo degli impianti di climatizzazione con una metodologia di analisi di componenti ed impianti che ha come costante intento quello di trovare le condizioni reali di funzionamento. Il software è lo strumento utilizzato nel testo per lo studio teorico e nello stesso tempo viene reso disponibile al professionista per il calcolo degli impianti e macchine per la climatizzazione. Le tematiche trattate non possono, per le dimensioni del testo, coprire tutti gli aspetti del condizionamento dell'aria, ma trattare quelle ritenute fondamentali.

I primi cinque capitoli sviluppano gli argomenti teorici, anche se legati alla pratica di progettazione e trattano il calcolo dei canali e delle reti di canali, la fisica dell'aria umida e le trasformazioni psicrometriche. I capitoli sesto, settimo ed ottavo analizzano le macchine per il trattamento dell'aria: i ventilatori, le batterie alettate i fancoil, le torri evaporative. I capitoli nono e decimo riguardano i compressori e la loro regolazione. Il capitolo undicesimo tratta la produzione di energia frigorifera attraverso l'accumulo di ghiaccio. I capitoli dal dodicesimo al diciottesimo sono il manuale del software a corredo e rispettivamente:

- **CANALI**: programma per il calcolo delle reti di canali, versione analoga al programma **TUTTELERETI** per le reti idrauliche, che permette il calcolo reale di reti anche non comuni. Il programma permette l'immissione dei dati del progetto in un ambiente grafico in cui è possibile disegnare la geometria della rete e immettere direttamente i dati associati.
- **PSICRO**: tutti i calcoli sul trattamento dell'aria umida.
- **BATTERIE**: calcolo di batterie alettate deumidificanti.
- **TORRI**: calcolo di torri evaporative con il metodo del NTU.
- **COMPRESSORI**: calcolo dell'efficienza stagionale di uno o più compressori in parallelo secondo UNI 11135.
- **UNI 13786**: calcolo della trasmittanza termica periodica e delle grandezze correlate secondo la norma 13786.

### Introduzione alla seconda edizione

Questa seconda edizione aggiunge nuovi contenuti: in particolare i compressori e l'accumulo di ghiaccio. Vengono inoltre approfonditi alcuni contenuti precedenti come il ciclo estivo ed invernale, la regolazione di velocità dei ventilatori, le batterie alettate, i fancoil e le serrande. Il programma **CANALI** subisce dei miglioramenti quali la produzione del tabulato del calcolo sotto forma di file Word comprensivo degli schemi grafici. Le tabelle dei risultati del calcolo sono analogamente esportabili in formato EXCEL. L'ambiente grafico di immissione dei dati di input subisce anch'esso un miglioramento e potenziamento.

## Capitolo 1

**Le perdite di carico nei circuiti aeraulici**↪ **1.1. L'equazione dell'energia applicata all'aeraulica**

Se consideriamo un generico condotto (figura 1.1) in cui circola aria, l'espressione del teorema dell'energia, applicata fra l'aspirazione e la mandata può essere espresso nella forma:

$$[1] H_A + H_v - H_w = H_B \text{ dove:}$$

$$H_A = P_A / \gamma + Z_A + V_A^2 / 2g$$

$$H_B = P_B / \gamma + Z_B + V_B^2 / 2g$$

- $H_A, H_B$  energia idraulica nei punti A e B [metri di colonna di fluido];
- $P_A, P_B$  pressioni relative al nodo A iniziale e B finale [Pa];
- $V_A, V_B$  velocità nei punti A e B [m/s];
- $H_w$  = perdite di carico del circuito [metri di colonna di fluido];
- $Z_A, Z_B$  quote geometriche dei nodi rispettivamente iniziale e finale [m];
- $H_v$  = prevalenza fornita dal ventilatore [metri di colonna di fluido];
- $\gamma$  = peso specifico del fluido [N/m<sup>3</sup>];

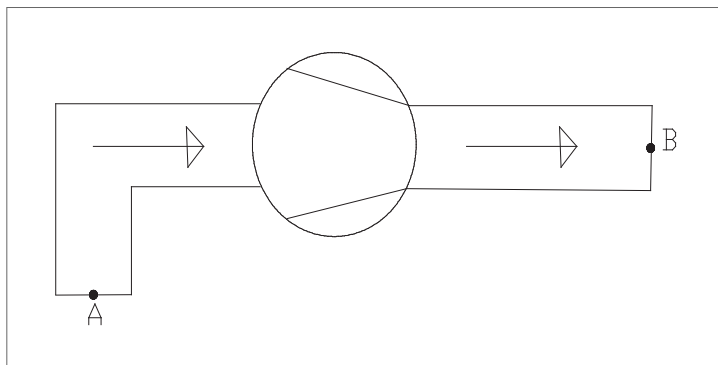
per l'essere il condotto immerso in aria possiamo affermare, per le leggi dell'idrostatica, che:

$$P_A / \gamma + Z_A = P_B / \gamma + Z_B$$

ne consegue:

$$[2] H_p = V_B^2 / 2g + H_w$$

cioè il ventilatore deve vincere le sole perdite di carico del condotto e fornire l'energia cinetica posseduta dall'aria in uscita.



**Figura 1.1.**

## ↪ 1.2. Le perdite di carico

Il termine  $H_W$  rappresenta le perdite di carico del condotto, che possono essere suddivise in distribuite (quelle dovute all'attrito del condotto e quindi proporzionali alla lunghezza della tubazione, e concentrate dovute ai cambiamenti di direzione ed in genere agli ostacoli che il fluido incontra nel suo movimento.

Nella letteratura tecnica l'equazione universalmente accettata per il calcolo delle perdite di carico è quella di Darcy-Weisbach:

$$[3] Y_c = \frac{\lambda \cdot v^2 \cdot L}{2 \cdot g \cdot D}$$

dove:

- $Y_c$  = metri di colonna di fluido;
- $\lambda$  = fattore di attrito [numero puro];
- $V$  = velocità aria;

il fattore di attrito può essere ricavato con l'espressione:

$$[4] 1 / \sqrt{\lambda} = -2 \log (RR / 3,7 + 2,51 / R \sqrt{\lambda})$$

dove:

- $RR$  = rugosità relativa =  $\varepsilon / D$ ;
- $\varepsilon$  = rugosità assoluta tubazione [m];
- $L$  = lunghezza tubazione [m];
- $D$  = diametro interno tubo [m];
- $g$  = accelerazione di gravità [m/s<sup>2</sup>].

E passando da  $Y_C$  (metri di colonna di fluido) alla caduta di pressione  $DP$ :

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot Y_C$$

- $\rho$  = massa volumica del fluido [kg/m<sup>3</sup>].

Il fattore di attrito  $\lambda$  dipende dal regime di moto che è determinato dal numero di Reynolds  $R$  dove:

$$[5] R = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\mu}$$

dove:

$\mu$  = viscosità dinamica [N · s / m<sup>2</sup>] oppure [Pa · s].

Introducendo la viscosità cinematica  $\nu$  è la relazione:

$$[6] \nu = \mu / \rho$$

- $\nu$  = viscosità cinematica [m<sup>2</sup>/s].

## ↪ 1.3. Le proprietà fisiche dell'aria

*La viscosità:* la viscosità dinamica è una misura della resistenza di attrito interna. Nell'aria, come in tutti i gas, a differenza dei liquidi, la viscosità aumenta con la temperatura.



*La massa volumica:* la massa volumica dell'aria diminuisce all'aumentare della temperatura e al diminuire della pressione (e quindi diminuisce con l'altitudine).

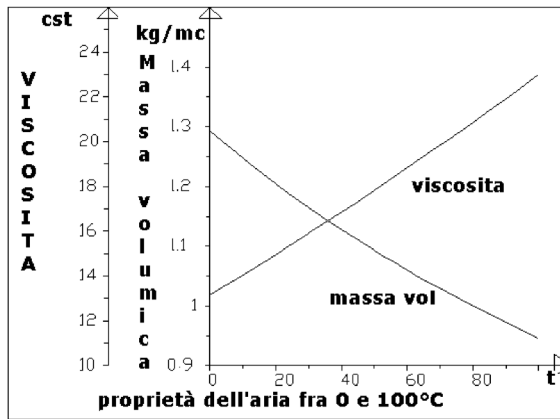


Figura 1.2.

Il grafico di figura 1.2 mostra l'andamento delle proprietà dell'aria, viscosità e massa volumica al variare della temperatura fra zero e 100°C.

Si può quindi affermare che, in base alla [3] la perdita di carico dipende:

- dalla portata o la velocità della tubazione;
- dal diametro interno del tubo;
- dalla rugosità del tubo;
- dalla temperatura, che influenza la viscosità e la massa volumica.

#### 1.4. Legame fra perdita e portata

Se nella [3] supponiamo costante la temperatura ed il diametro, otteniamo la relazione (vedi figura 1.3):

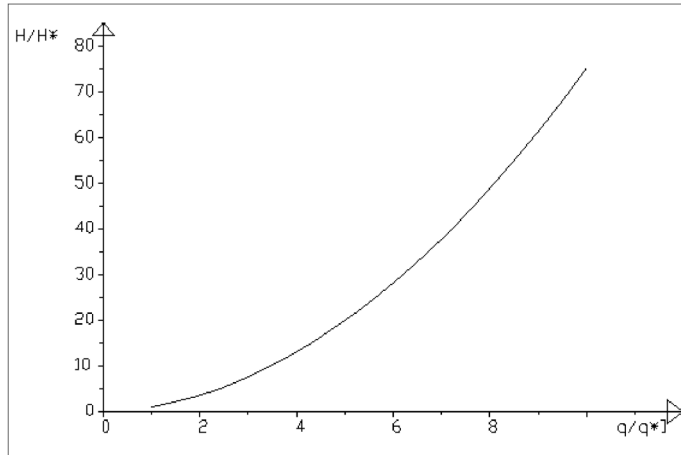
$$[7] Y = K \cdot q^2 \cdot L$$

*q = portata*

dove K riassume tutte le grandezze supposte costanti come il diametro, la lunghezza, il coefficiente di attrito. In realtà quest'ultimo non è del tutto costante perché varia al variare della velocità e quindi del numero di Reynolds. Il grafico di figura 1.3 è relativo al canale circolare avente  $D = 250$  mm ed è costruito con il criterio:

- in ascissa viene riportato il rapporto  $q / q^*$  fra la portata e la portata di riferimento (relativa ad una velocità di 1 m/sec);
- in ordinata il rapporto fra la perdita  $H$  e la perdita  $H^*$  (quella ottenuta con la portata di riferimento). Inoltre:
  - temperatura = 15°C;
  - altezza S.L.M. = 0 metri;

- rugosità assoluta = 250 micron.



**Figura 1.3.**

Il grafico evidenzia un legame non lineare ma quasi quadratico fra l'ordinata e l'ascissa. Un legame quadratico significa che ad un raddoppio della portata consegue un aumento della perdita di circa quattro volte e della potenza idraulica di circa otto. Si ricorda infatti che la potenza idraulica  $W_h$  è esprimibile con la relazione:

$$W_h = \rho \cdot g \cdot q \cdot H$$

dove:

- $H$  = prevalenza.

### ↪ 1.5. L'influenza della temperatura

La temperatura influisce in due modi sulle perdite di carico: al variare di questa aumenta la viscosità dell'aria mentre la massa volumica diminuisce. Nel grafico di figura 1.4 è riportato il rapporto fra la perdita di carico  $P$ , a temperatura  $t$  e quella di riferimento  $P_r$ . La perdita  $P_r$  di riferimento è considerata nelle condizioni:

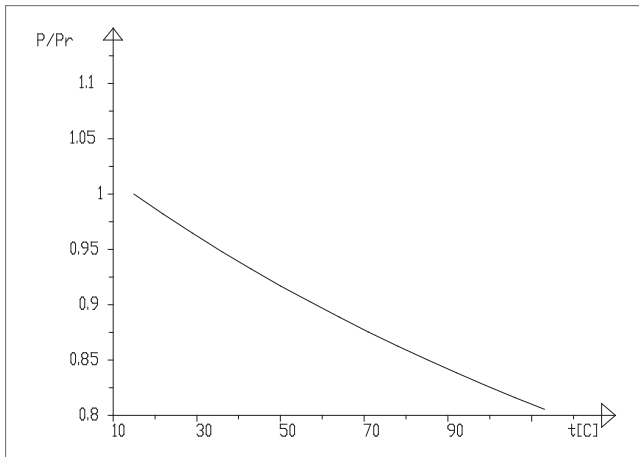
- temperatura = 15°C, rugosità assoluta = 250 micron, velocità pari a 3 m/s.

Si può notare un abbassamento di questo rapporto all'aumentare della temperatura (circa 18% fra 15 e 100°C).

### ↪ 1.6. Influenza del diametro

Se si sviluppa infine la [3] in funzione della portata anziché della velocità, si ottiene la seguente equazione:

$$[8] Y = K \cdot \frac{Q^2 \cdot L}{D^5}$$

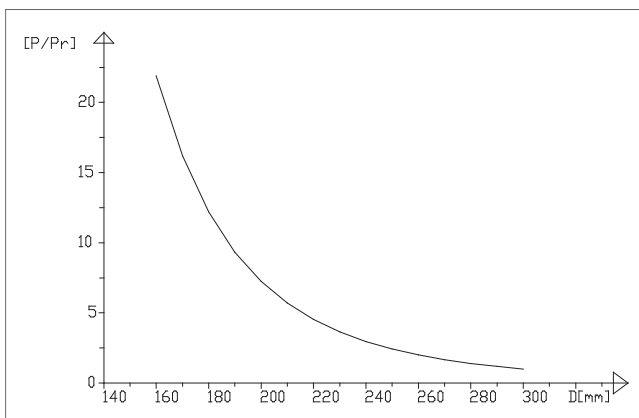
**Figura 1.4.**

Si può pertanto desumere la forte influenza del diametro, a parità di altre condizioni, sulla perdita di carico.

Nel grafico di figura 1.5 viene riportato il rapporto fra la perdita di carico in funzione del diametro,  $P$ , e quella relativa al diametro = 300 mm,  $P_r$ , nelle seguenti condizioni:

- temperatura = 15°C, rugosità assoluta = 250 micron, portata = 5 m<sup>3</sup>/h.

È evidente la forte diminuzione di perdita all'aumentare del diametro.

**Figura 1.5.**

Se l'equazione [3] viene risolta considerando costante il rapporto  $V^2/D$  e quindi con una perdita costante, otteniamo il grafico di figura 1.6 che mostra come a diametri crescenti corrisponderanno velocità crescenti.

Bisogna quindi tener presente che una stessa velocità dell'aria può conseguire una perdita di carico completamente differente a seconda del diametro

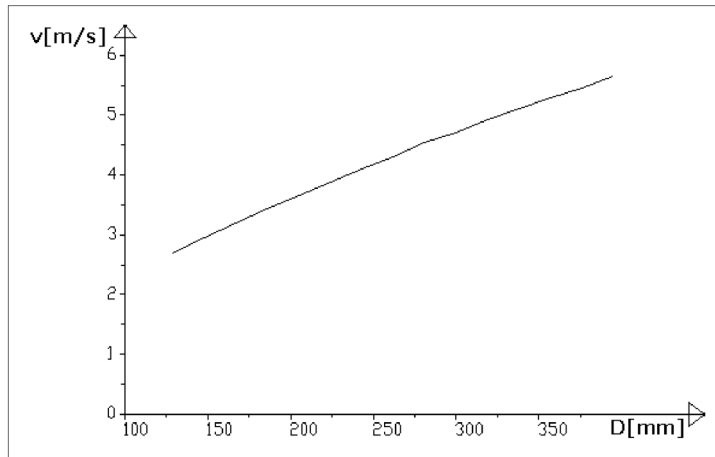


Figura 1.6.

### ↪ 1.7. Il diametro ottimale

Lo studio della maggiore convenienza economica di una tubazione a convogliare una data portata può essere basato sulla condizione:

- COSTO TOTALE = COSTO ENERGIA + COSTO ANNUO TUBAZIONE = MINIMO.

Si supponga che:

- la spesa di installazione sia costante per diametri vicini;
- il costo annuo della tubazione, CTA, venga calcolato con l'espressione seguente della matematica finanziaria:

$$[9] CTA = p \cdot CT$$

dove:

- $p$  = rata annuale rappresentante l'ammortamento in  $n$  anni al tasso d'interesse  $i$ ;
- $CT$  = costo tubazione [€/m].

$$[10] p = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1}$$

- il costo dell'energia venga calcolato come:

$$[11] CE = \epsilon \cdot W_h \cdot h / \eta$$

dove:

- $CE$  = costo energia [€];
- $\epsilon$  = costo in euro del kilowattora;
- $\eta$  = rendimento del sistema nei confronti dell'energia elettrica assorbita;
- $W_h$  = potenza idraulica persa per attrito da 1 metro di canale;
- $h$  = ore annue di funzionamento.

Il grafico di figura 1.7 riporta l'andamento del costo totale in funzione della portata per i canali rispettivamente  $D = 200, 250, 300$  mm nelle condizioni:

- ore annue di funzionamento 3.650, costo del KWH = € 0,15, anni 5 di ammortamento, temperatura aria = 15°C. Si può osservare che:
  - le curve partono tutte (anche se il grafico non rappresenta questa parte), per una portata pari a zero, da un costo uguale al costo del canale;
  - l'incremento del costo totale (la pendenza delle curve) è maggiore per i canali di diametro più piccolo (maggiori perdite), minore per quelli di diametro maggiore: questo è dovuto al fatto che i diametri minori hanno perdite maggiori;
  - la maggiore convenienza si verifica per ogni diametro in un certo campo di portate.

In questo caso:

- la tubazione D = 200 è più conveniente, ha cioè il costo totale più basso, per una portata inferiore a quella del punto A (530 m<sup>3</sup>/h);
- la tubazione D = 250 è più conveniente nel campo di portate fra i punti A e B (fra 530 e 775 m<sup>3</sup>/h);
- la tubazione D = 300 è più conveniente per portate superiori a quella del punto B (maggiore di 775 m<sup>3</sup>/h).

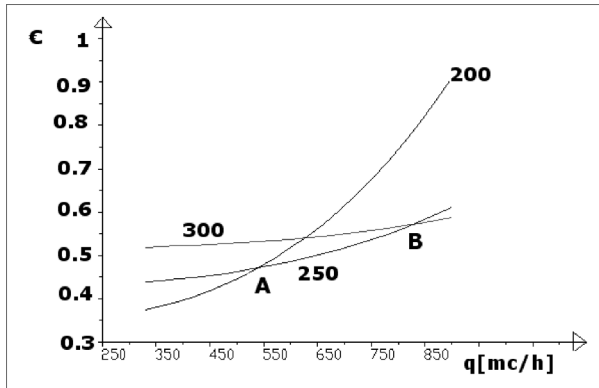


Figura 1.7.

## 1.8. Il coefficiente di forma

Il canale rettangolare di lati a e b può essere considerato ai fini del calcolo della perdita di carico distribuita come un canale circolare avente diametro equivalente:

$$D_{eq} = 1,3 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$$

Questa espressione conduce alla seguente osservazione:

- il canale rettangolare, a parità di area e quindi sia di velocità che di portata ha perdite maggiori di quello circolare, questa perdita inoltre aumenta all'aumentare del rapporto a/b fra i due lati.

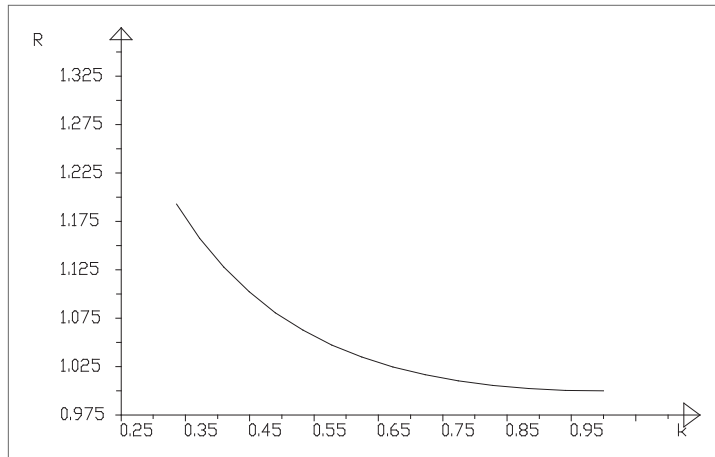
Supponiamo che sia:

$$S = a \cdot b = \text{area sezione, } k = a / b$$

l'espressione del diametro equivalente diventa, dopo qualche passaggio:

$$D_{eq} = 1,3 \cdot \frac{S^{0,625}}{\sqrt{S / K (1+k)}}$$

Il grafico di figura 1.8 riporta il rapporto R fra la perdita di carico in funzione di k e quella per k = 1. Si può desumere che la perdita di carico, a parità di portata, aumenta al diminuire del valore di k. Maggiore è la differenza fra i lati maggiore sarà la perdita di carico del canale: la forma più conveniente è pertanto sempre quella con i lati uguali.



**Figura 1.8.**

### ↳ 1.9. Le perdite concentrate

La perdita concentrata è quella che si realizza in corrispondenza di discontinuità della tubazione come curve, gomiti, restringimenti ecc. Il “disturbo” arrecato al flusso della corrente provoca dei vortici localizzati che comportano una perdita di energia cinetica. La perdita localizzata  $Y_1$  (in metri di colonna di fluido) viene infatti calcolata con l'espressione:

$$[11] Y_1 = \xi \cdot \frac{V^2}{2g}$$

dove il termine  $\xi$  è un numero puro che dipende dal tipo di discontinuità. presenti. Occorre per questo fare riferimento ai manuali tecnici che riportano i valori dei coefficienti per i singoli casi. Bisogna poi aggiungere che il termine  $\xi$  non è indipendente dalle dimensioni della tubazione ed assume valori diversi in dipendenza dei diversi diametri, il che rende ancora più difficoltoso il calcolo.

Un metodo molto diffuso per la determinazione delle perdite di carico concentrate è quello della lunghezza equivalente, definita come quella lunghezza che dà una perdita distribuita pari a quella concentrata. Ai fini del calcolo alla lunghezza geometrica della tubazione viene a sommarsi quella equivalente per le perdite concentrate, dando un'unica lunghezza denominata VIRTUALE. La per-

l'altezza di carico del tratto è quella derivante dal calcolo della perdita distribuita relativamente alla lunghezza non geometrica ma virtuale.

Se sommiamo la perdita distribuita, espressione (3) e concentrata, espressione (11) otteniamo per uno stesso tratto:

$$Y_t = \lambda \cdot L \cdot V^2 / 2 \cdot g \cdot D + \xi \cdot V^2 / 2 g$$

e mettendo in evidenza:

$$Y_t = \frac{V^2}{2g} (\lambda \cdot L / D + \xi)$$

dove  $Y_t$  = altezza totale.

Nel caso dei sistemi aeraulici il termine  $\lambda$  è sempre inferiore a quello dei sistemi idraulici, il diametro è sempre maggiore, il valore di  $\xi$  è invece dello stesso ordine di grandezza. Ne consegue che nei circuiti aeraulici il termine  $(\lambda \cdot L / D)$ , che è relativo alle perdite distribuite, è meno incidente e quindi le perdite concentrate hanno una influenza maggiore nei circuiti aeraulici.

## Capitolo 2

**Applicazioni di aeraulica**↪ **2.1. Il calcolo dei canali con il calcolo elettronico**

Il calcolo delle perdite di carico con il foglio elettronico sostituisce il ricorso a tabelle o grafici, garantisce un risparmio di tempo, permette il trasporto su stampa dei dati per un miglior controllo, ed infine offre certezza sull'esattezza dei risultati.

Per il calcolo dei canali facciamo riferimento alla espressione di Darcy-Weisbach per le perdite distribuite introdotte nella parte prima, con le stesse notazioni:

$$[1] Y_c = \lambda \cdot L \frac{V^2}{2 \cdot g \cdot D}$$

e a quella delle perdite concentrate:

$$[2] Y_1 = \xi \frac{V^2}{2g}$$

- $Y_c$  = altezza in metri di colonna di fluido delle perdite distribuite;
- $Y_1$  = altezza in metri di colonna di fluido delle perdite concentrate;
- $\xi$  = coefficiente relativo alle discontinuità del tratto considerato.

Entrambe le espressioni danno le perdite di carico espresse in metri di colonna di fluido; la perdita di pressione  $\Delta P$  corrispondente si ottiene moltiplicando questa altezza per il peso specifico  $\gamma$  (prodotto fra la massa volumica e l'accelerazione di gravità  $\gamma = \rho \cdot g$ ) del fluido:

$$[3] \Delta P = \gamma \cdot Y$$

Per poter implementare un calcolo di verifica bisogna impostare le seguenti funzioni:

- la viscosità cinematica in funzione della temperatura;
- la massa volumica in funzione della temperatura;
- la pressione dell'aria in funzione dell'altitudine.

I valori di ingresso del calcolo saranno:

- temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ];
- altezza s.l.m.;
- portata [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];
- lunghezza [m].

I risultati saranno invece:

- viscosità cinematica [centistokes];
- massa volumica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];
- coefficiente di attrito;
- perdita di carico distribuita [Pa];



- perdita di carico localizzata [Pa];
- perdita di carico totale [Pa].

La massa volumica  $\rho$  è funzione della temperatura e della pressione  $P$  attraverso l'equazione di stato dei gas:

$$[4] \rho = P / [287 \cdot (273 + t)]$$

dove:

- $t$  = temperatura in gradi centigradi;
- $P$  = pressione in Pascal.

La pressione  $P$  è funzione dell'altezza  $H$  s.l.m. attraverso la legge:

$$[5] P = 101325 - 11,57 H + 0,00055 H^2$$

La viscosità cinematica  $\nu$  infine è funzione della temperatura  $t$  [°C] attraverso la legge

$$[6] \nu = 13.136 + 0,08906 \cdot t + 0,0000968 \cdot t^2 - 0,00000002776 \cdot t^3$$

- $\nu$  [centistokes]

(**N.B.** 1 centistokes =  $10^{-6}$  m<sup>2</sup> / s).

Il coefficiente di attrito  $\lambda$  nel moto turbolento (nel caso di aria si ha nei casi pratici sempre moto turbolento) può essere espresso, con una approssimazione del 5% con l'espressione esplicita:

$$[7] \lambda = 0,0055 \cdot [1 + (20000 \varepsilon / D + 10^6 / R)^{0,333}]$$

dove:

- $\varepsilon$  = rugosità assoluta;
- $R$  = numero di Reynolds;
- $D$  = diametro interno.

Il numero di Reynolds è:

$$[8] R = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Applicando le espressioni da [1] ad [8] è quindi possibile implementare un programma di calcolo delle perdite di carico in funzione dei soli parametri di ingresso.

### 2.1.1. Calcolo di progetto a perdita costante

La determinazione del diametro, assegnato la perdita, implica una routine di calcolo ricorsiva. In questo caso, si effettua iterativamente il calcolo della perdita incrementando il valore del diametro, finché la perdita calcolata soddisfa il valore assegnato di perdita.

### 2.1.2. Calcolo di progetto a velocità limite

È un criterio analogo al precedente. Sempre per tentativi, partendo dal diametro minimo della serie selezionata, si determinerà il diametro tale che:

$$V \text{ tratto} < V \text{ assegnata}$$

### 2.1.3. Calcolo di progetto a recupero di statica

Nel calcolo a recupero di statica si impone la condizione che il guadagno di pressione statica, conseguente la riduzione di velocità compensi la perdita di carico del tratto. Si faccia riferimento alla figura 2.1. Se  $V_a$  è la velocità nel tratto a, avente portata  $Q_a$  e  $V_b$  la velocità nel tratto b avente portata minore  $Q_b$  si ha, applicando il teorema di Bernoulli fra il punto 1 e 2, (non si considerano le perdite di carico nella diramazione):

$$P_1 / \gamma + V_a^2 / 2g = P_2 / \gamma + V_b^2 / 2g$$

dove 1 è il punto prima della diramazione, appartenente al ramo a, e 2 quello dopo la diramazione appartenente al ramo b.

Il guadagno  $G$  di pressione statica, ossia l'aumento di pressione conseguibile, sarà pertanto:

$$G = P_2 / \gamma - P_1 / \gamma = + V_a^2 / 2g - V_b^2 / 2g$$

e quindi la condizione imposta nel calcolo a recupero di statica diventa:

$$[9] H_w = V_a^2 / 2g - V_b^2 / 2g$$

dove  $H_w$  sono le perdite di carico concentrate e continue del ramo b. Il ramo b per avere una minore portata del ramo a ha comunque, a parità di diametro, una velocità minore. Il diametro del ramo b che soddisferà la condizione [9] sarà quindi minore del diametro del ramo a.

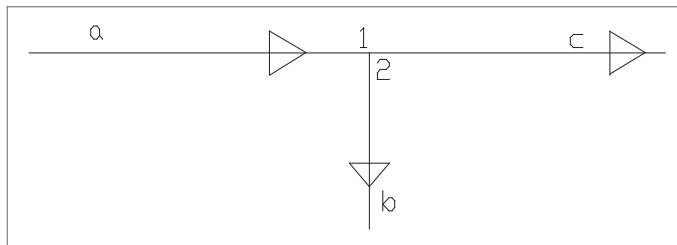


Figura 2.1.

## 2.2. Il confronto fra i sistemi aeraulici ed idraulici ai fini del costo del trasporto dell'energia termica

Il "compito" dei circuiti aeraulici è del tutto simile a quello dei circuiti idraulici qualora si parli di solo trasporto di calore. Per la natura diversa dei due fluidi, aria ed acqua, può risultare utile un confronto in termini di costo del trasporto.

In un condotto circolare la potenza termica trasportata  $W_t$  è:

$$W_t = \rho \cdot c \cdot Q \cdot \Delta t$$

dove:

- $\rho$  = massa volumica;
- $c$  = calore specifico;

- $Q$  = portata volumetrica;
- $\Delta t$  = salto termico del fluido;

inoltre la potenza  $W_i$  persa per attrito (consideriamo solo le perdite distribuite) è:

$$W_i = \rho \cdot g \cdot Q \cdot Y_d$$

dove  $Y_d$  = perdita di carico continua.

Eseguendo il rapporto pari a  $K$ , fra i due termini si ha:  $K = c \cdot \Delta t / (g \cdot Y_d)$ . Poiché:  $Y_d = \lambda \cdot V^2 / (2 \cdot g \cdot D)$ , si ha in definitiva:  $K = 2 \cdot c \cdot \Delta t \cdot D / (\lambda \cdot V^2)$ .

Questo rapporto esprime il rapporto fra l'energia termica trasportata e l'energia idraulica spesa per il trasporto. Supponiamo una applicazione concreta, sia:

**Tabella 1**

<i>Fluido</i>	<i>V</i>	<i>D (mm)</i>	<i>Wt (watt)</i>	$\Delta t$	<i>Q [m<sup>3</sup>/h]</i>	$\lambda$	<i>Numero Reynolds</i>
Aria	3	400	4.618	10	1.357	0,018	49.580
Acqua	0,72	14	4.618	10	0,4	0,03	75.365

- $W_t$  [potenza termica];
- $\Delta t$  = salto termico [°C];
- $Q$  = [m<sup>3</sup>/h].

La tabella 1 è stata costruita considerando la stessa energia termica e lo stesso salto termico del fluido. Nel caso dell'aria  $\Delta T$  è la differenza fra la temperatura dell'aria immessa e l'ambiente, nel caso dell'acqua la differenza fra la temperatura di mandata e quella di ritorno. Si può notare una maggiore convenienza dei sistemi idraulici rispetto a quelli aeraulici. Nello stesso tempo la grande differenza fra le portate volumetriche, e quindi dei diametri, fa capire il diverso ingombro dei due sistemi.

### ↳ 2.3. La caduta di temperatura nei condotti

Analizziamo un altro fattore tecnico che pone in risalto la differenza fra circuiti idraulici ed aeraulici: la caduta di temperatura nei condotti.

Con la stessa notazione di prima possiamo esprimere la caduta di temperatura in un condotto circolare:

$$C_p \cdot \rho \cdot Q \cdot \Delta t = \alpha \cdot \pi \cdot D \cdot (t - t_e) \cdot \Delta L$$

dove l'espressione di sinistra esprime la variazione di potenza termica persa dal fluido per calore sensibile, quella di destra la potenza termica dispersa dal tubo o canale e:

- $\Delta T$  = salto termico fra inizio e fine del tratto avente lunghezza =  $\Delta L$ ;
- $t$  = temperatura del fluido;
- $t_e$  = temperatura esterna;
- $C_p$  = calore specifico a pressione costante dell'aria;
- $\alpha$  = coefficiente di trasmissione del calore per convezione-irraggiamento fra la superficie esterna del canale e l'ambiente.

Essendo inoltre la portata volumetrica:  $Q = V \cdot \pi \cdot D^2/4$ , si ha in definitiva:

$$- \Delta T / \Delta L = \alpha \cdot \pi \cdot D \cdot (t - t_e) / (\rho \cdot Q \cdot C_p)$$

ponendo  $Z = t - t_e$  si ha:

$$- \Delta T / \Delta L = 4 \cdot \alpha \cdot Z / \rho \cdot V \cdot D \cdot C_p$$

ed inoltre ponendo la costante  $K = 4 \cdot \alpha / (\rho \cdot V \cdot D \cdot C_p)$  si ha infine con la notazione del calcolo differenziale:  $Z' = K \cdot Z$ , dove:  $Z' = \Delta T / \Delta L$ . Il legame fra  $Z'$  e  $Z$  evidenzia come la variazione di temperatura sarà tanto maggiore quanto più grande è il valore di  $K$ . Un esempio:

$$- \text{per l'aria: } \rho = 1,22 \text{ kg/m}^3 \quad C_p = 1.004 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)};$$

$$- \text{per l'acqua: } \rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \quad C_p = 4.186 \text{ J/(kg}^\circ\text{C)}.$$

Si ha quindi per l'aria:

$$- K = \alpha / (306 \cdot V \cdot D);$$

per l'acqua:

$$- K = \alpha / (1.046.500 \cdot V \cdot D).$$

Nel grafico di figura 2.2 sono riportate le temperature del fluido (acqua ed aria) in funzione della lunghezza, con lo stesso valore del prodotto ( $V \cdot D$ ). Per quanto possano essere diversi i valori di diametro e velocità, nell'aria si hanno cadute di temperature molto maggiori e quindi il problema dell'isolamento termico è senz'altro più sentito che nel caso dei sistemi idraulici.

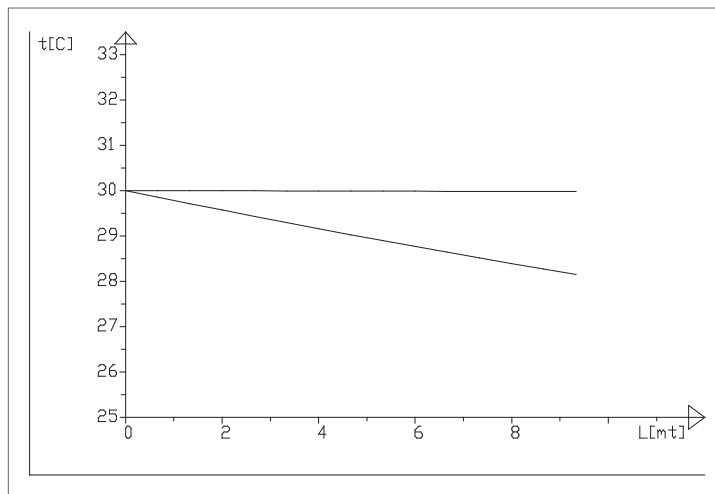


Figura 2.2.

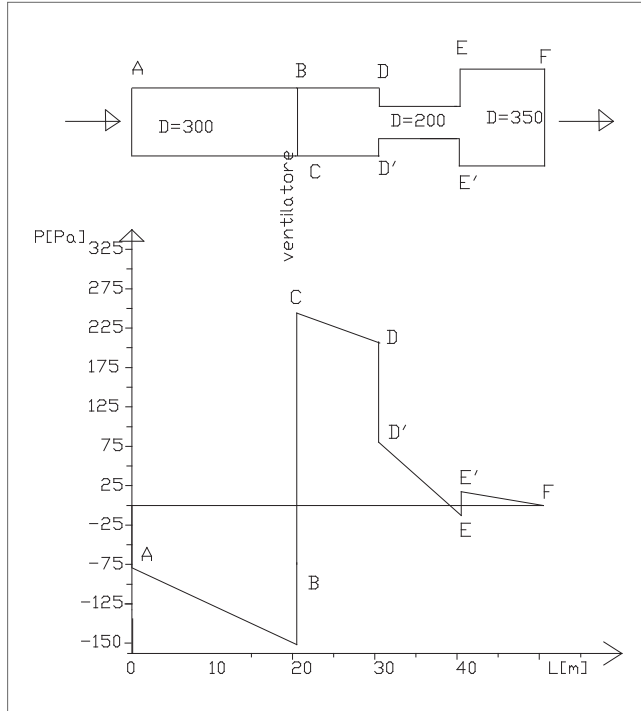
#### ↳ 2.4. Le pressioni nei condotti aeralucici: pressione dinamica e pressione statica

L'energia idraulica  $E$  è esprimibile con l'espressione [1] del capitolo primo:

$$E = P_A / \gamma + Z_A + V_A^2 / 2g$$

Il termine  $P_A / \gamma$  rappresenta la pressione statica  $P_{st}$  mentre quello  $V_A^2 / 2g$  la pressione dinamica  $P_{din}$ . La somma dei due sarà la pressione totale  $P_{tot}$ . Mentre nei liquidi la pressione dinamica ha valori modesti, nei confronti di quella statica, nel caso dell'aria la pressione dinamica ha valori rela-

tivamente importanti, e non può essere trascurata. Per capire l'andamento nei condotti aeraulici di queste due grandezze facciamo riferimento al semplice condotto di figura 2.3 in cui abbiamo volutamente introdotto tratti a diametro differente. Il calcolo delle perdite di carico e delle velocità è riassunto nella tabella 2.



**Figura 2.3.**

**Tabella 2**

Tratto	$D$ [mm]	$L$ [m]	$V$ [m/s]	$\Delta p$	$P$ dinamica
A – B	300	20	9,750	75,8	8
C – D	300	10	9,75	37,9	58
D – E	250	10	14,04	93,93	120,24
E – F	350	10	7,16	17,58	31,3

$\Delta p$  = perdita di carico distribuita (Pa)

Sia inoltre per le perdite localizzate:

- restrizione  $\zeta = 0,54$  per cui la perdita è:  $\zeta \cdot \gamma V^2 / 2g = 65$  Pa;
- allargamento  $\zeta = 0,48$  per cui la perdita è: 57,7 Pa;
- ingresso  $\zeta = 0,35$  per cui la perdita è: 20,29 Pa;
- le perdite localizzate totali sono: 142,9 Pa;
- le perdite distribuite totali sono: 225,17 Pa;

- l'incremento di energia cinetica = 31,3 pa.

La prevalenza  $H_v$  del ventilatore sarà:  $H_w + V_F^2 / 2g = 399,5$  Pa.

Applicando il teorema di Bernoulli per ogni tratto si ha:

- tratto ambiente-ingresso

$$P_o / \gamma + V_o^2 / 2g - H_{w1} = P_A / \gamma + V_A^2 / 2g$$

$$\text{numericamente} = 0 + 0 - 20,29 = P_A / \gamma + 58$$

$$\text{da cui: } P_A / \gamma = -78,29$$

$$P_o / \gamma = \text{pressione atmosferica} = 0$$

$$V_o = \text{velocità dell'aria all'esterno del condotto} = 0$$

$$H_{w1} = \text{le perdite localizzate nel tratto}$$

$$V_A = \text{la velocità dell'aria nel condotto avente } D = 300 \text{ mm}$$

- tratto A-B

$$P_A / \gamma + V_A^2 / 2g - H_{wd} = P_B / \gamma + V_A^2 / 2g$$

(si noti che in A ed in B c'è la stessa velocità) numericamente:

$$= -78,29 - 75,8 = P_B / \gamma = -154,1 \text{ Pa}$$

$$H_{wd} = \text{perdita di carico distribuita del tratto}$$

- tratto B-C

$$P_c / \gamma = P_B / \gamma + H_v$$

$$\text{da cui } P_c / \gamma = 245 \text{ Pa}$$

$$H_v = \text{prevalenza ventilatore}$$

- tratto C-D

$$P_C / \gamma + V_A^2 / 2g - H_{wd} = P_D / \gamma + V_A^2 / 2g$$

(si noti che in D ed in C c'è la stessa velocità) numericamente:

$$P_D / \gamma = 245 - 37,9 = 207,1$$

(si noti che la velocità è la stessa del tratto A-B)

- tratto D-D'

$$P_D / \gamma + V_A^2 / 2g - H_{w1} = P_{D'} / \gamma + V_{D'}^2 / 2g$$

$$\text{numericamente } P_{D'} / \gamma = 207,1 - 65 - 62,24 = 80,17$$

Il passaggio dal diametro = 300 mm al diametro = 250 mm, comporta un aumento della pressione dinamica ed una diminuzione corrispondente di quella statica, oltre che una perdita di carico localizzata. Analogamente il passaggio dal punto E al punto E' comporterà una diminuzione della pressione dinamica ed un aumento di quella statica. I risultati completi del calcolo sono riportati nella tabella 3, mentre nella figura 2.3 è riportato l'andamento della pressione statica.

**Tabella 3**

<i>Punto</i>	<i>Pressione statica (Pa)</i>
A	- 78,29
B	- 154
C	245
D	207,1
D'	80,17
E	- 13
E'	17,6
F	0

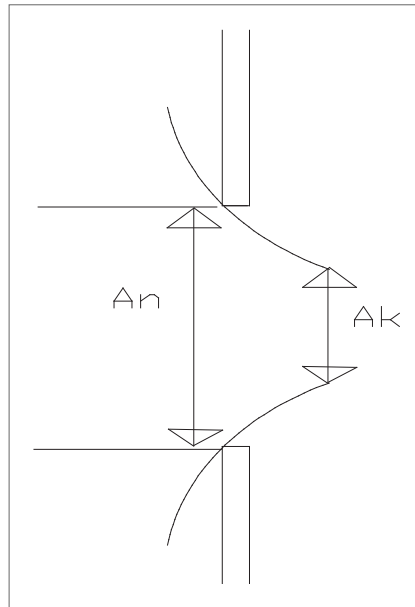
## 2.5. I diffusori

Un diffusore è l'elemento che nei circuiti aeraulici ha il compito di introdurre l'aria trattata nell'ambiente, secondo la portata e la velocità stabilite dal progetto aeraulico. In pratica nel diffusore avviene la conversione dell'energia idraulica a monte in sola energia cinetica a valle:

$$[10] P_n / \gamma + V_n^2 / 2g = V_k^2 / 2g$$

dove:

- $P_n / \gamma$ : la pressione statica a monte;
- $V_n$  = la velocità a monte del diffusore;
- $V_k$  = la velocità all'uscita del diffusore.



**Figura 2.4.**

Poiché il diffusore è costituito da una luce occupata parzialmente da alette l'efflusso dell'aria avviene da una sezione nominale ad una sezione ristretta, come schematizzato nella figura 2.4. Fra la velocità a monte e quella nella sezione ristretta, che risulta la sezione di uscita c'è la relazione, che deriva dalla continuità della portata Q:

$$Q = V_k \cdot A_k = V_n \cdot A_n$$

definito un coefficiente adimensionale di contrazione della vena fluida  $C_c = A_k/A_n$  risulta:

$$Q = V_k \cdot A_n \cdot C_c$$

Sostituendo questa espressione della portata nell'espressione [10] si ha che la caduta di pressione totale del diffusore è:

$$\Delta p = V_k^2 / 2g = (Q / A_n \cdot C_c)^2 / 2g$$

e quindi:

$$\Delta p = Q^2 / (A_n^2 \cdot C_c^2 \cdot 2g)$$

Risulta pertanto che la caduta di pressione, per una certa portata ed una certa velocità di uscita è inversamente proporzionale al quadrato della sezione nominale. A dimensioni maggiori del diffusore corrisponderanno minori perdite di carico.

*Il lancio:* man mano che la vena fluida fuoriesce dal diffusore la sua velocità diminuisce fino ad un punto in cui assume il valore di 0,25 m/sec. La distanza orizzontale fra il diffusore e questo punto viene chiamata LANCIO. Un legame tipico fra il lancio e la portata trovato per una serie di diffusori rettangolari è: Lancio = K · Q<sup>0,9</sup> dove K è una costante che dipende dal diffusore.

## 2.6. I diffusori a maniche tessili

Si stanno diffondendo sistemi di diffusione dell'aria con canalizzazioni in tessuto che presentano o una serie di piccoli fori da cui si diffonde l'aria oppure che hanno una permeabilità al passaggio dell'aria. In ogni caso la distribuzione dell'aria anziché essere concentrata in corrispondenza di punti determinati è estesa a tutta la canalizzazione. L'uniformità di distribuzione comporta assenza di correnti e silenziosità di funzionamento. Vogliamo ora esaminare le caratteristiche aerauliche di questo tipo di distribuzione. Il tessuto con il quale è realizzato la canalizzazione abbia caratteristica dichiarata dal costruttore di permeabilità di 300 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup> con una pressione statica di 100 Pa. Si considera un diametro di 450 mm con una portata di 4300 m<sup>3</sup>/h ed una velocità iniziale di 7,5 m/s. Si supponga di considerare un tratto di lunghezza ΔL di canalizzazione. Per il teorema di Bernoulli si ha:

$$P_1 + \gamma \cdot V_1^2 / 2g + H_w = P_2 + \gamma \cdot V_2^2 / 2g$$

la portata Q<sub>usc</sub> uscente dalla manica è: 3 · P<sub>1</sub> · A dove A = area del tratto avente lunghezza = ΔL.

La velocità V<sub>2</sub> è determinata dalla condizione dell'equilibrio fra la portata entrante nel tratto Q<sub>1</sub> e quella uscente Q<sub>2</sub>:

$$V_1 \cdot \pi \cdot D^2 / 4 + Q_{usc} = V_2 \cdot \pi \cdot D^2 / 4$$

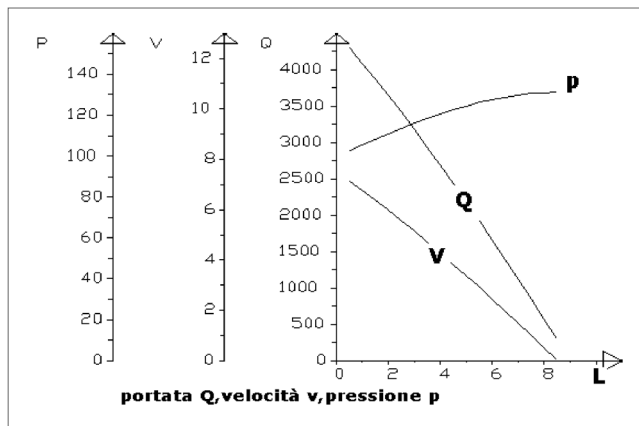


Figura 2.5.



Il grafico di figura 2.5 visualizza l'andamento delle grandezze  $P$  = pressione statica,  $V$  = velocità,  $Q$  = portata in funzione della lunghezza della manica. Si può notare che la velocità diminuisce, per la diminuzione di portata, mentre la pressione statica aumenta, nonostante le perdite di carico, in conseguenza della trasformazione della pressione dinamica in pressione statica.

## ↳ 2.7. I filtri

I filtri rimuovono le microparticelle in modo più o meno spinto garantendo quindi una migliore qualità dell'aria stessa. La tecnica di captazione consiste generalmente nel fare passare l'aria attraverso una superficie filtrante su cui si depositano le particelle. L'attraversamento della superficie costituisce di per sé una caduta di pressione. L'intasamento progressivo del filtro aumenta la caduta di pressione fino a giungere ad un limite in cui il filtro va pulito o rimosso. Il moto dell'aria nei filtri ad alta efficienza è da considerarsi più laminare che turbolento. Infatti il passaggio del fluido fra due pareti aventi distanza pari a  $D$  può essere considerato come un moto in condotto idraulico. Il numero di Reynolds  $R$  è:

$$R = V D / \nu$$

dove:

- $V$  = velocità dell'aria;
- $\nu$  = viscosità cinematica del fluido;

essendo il diametro molto piccolo e la velocità massima consentita dai costruttori di 2-3 m/sec il numero di Reynolds può essere inferiore a 2100 (e quindi stabilirsi il moto laminare). In pratica l'attrito delle pareti è così forte che il moto del fluido avviene per filetti fluidi paralleli. La conseguenza immediata è che nel moto laminare la perdita di carico è semplicemente proporzionale alla velocità o alla portata. La legge che lega caduta di pressione e portata nel filtro è pertanto:

$$\Delta p = K \cdot Q^m$$

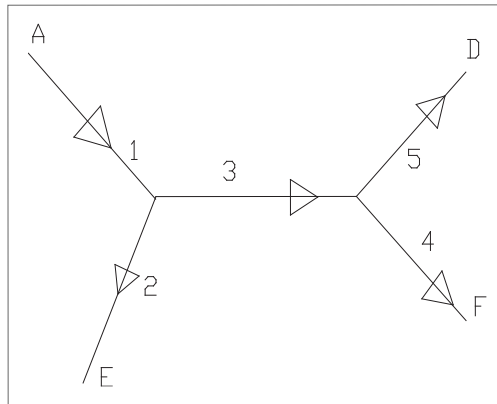
dove  $m = 1$  nei filtri ad alta efficienza, nei quali si realizza il moto laminare, 1,8 nei filtri a media efficienza dove il moto rimane turbolento.

## Le reti aerauliche

### ↪ 3.1. Generalità sulle reti aerauliche

Nella quasi generalità dei casi le reti aerauliche sono reti ad albero, figura 3.1. Ad ogni nodo interno affluisce un unico ramo e defluiscono uno o più rami. Ad ogni nodo terminale di uscita è associata una utenza, ad esempio un diffusore, e quindi un valore assegnato di portata. All'unica alimentazione, nell'unico nodo terminale di ingresso, corrisponderà pertanto una portata pari alla somma di quella delle uscite.

Il concetto di percorso idraulico è quello che si presta meglio al calcolo delle portate sia nominale che reale. Un percorso idraulico è un sottoinsieme di rami della rete, aventi tutti lo stesso verso del flusso, che collegano l'alimentazione (il ramo in cui è inserito il ventilatore) ai rami terminali. Nel caso di figura 3.1:



**Figura 3.1.**

Numero rami = 7, Numero nodi interni = 2, numero utenze = numero dei percorsi = nodi terminali di uscita = 3.

I percorsi saranno così costituiti:

- percorso 1: rami 1, 3, 5;
- percorso 2: rami 1, 3, 4;
- percorso 3: rami 1, 2.

Si può notare:

- il ramo 1, in cui è inserito il ventilatore è comune a tutti i percorsi;
- i singoli rami possono appartenere a più percorsi.

La ripartizione delle portate delle utenze avviene secondo questa metodologia:

- ad ogni percorso viene assegnata la portata della unica utenza associata;

- la portata di ogni percorso viene assegnata ad ogni ramo del percorso, venendosi a sommare con quella risultante dalla stessa operazione, se il ramo risulta appartenente a più percorsi.
- In questo esempio supponendo che le portate delle utenze siano: nodo E: 300 m<sup>3</sup>/h; nodo F = 400 m<sup>3</sup>/h; nodo D: 500 m<sup>3</sup>/h si hanno le portate dei rami riassunte nella tabella 1:

**Tabella 1**

ramo 1	1200 m <sup>3</sup> /h
ramo 2	300 m <sup>3</sup> /h
ramo 3	900 m <sup>3</sup> /h
ramo 4	400 m <sup>3</sup> /h
ramo 5	500 m <sup>3</sup> /h

### ↪ 3.2. Il calcolo delle portate reali

Le portate nominali così determinate non sono quelle reali. Lo sarebbero solo se, oltre che verificare le equazioni di continuità della portata ai nodi interni, verificassero per tutti i percorsi il teorema di Bernoulli (teorema di conservazione dell'energia idraulica), espresso nella forma:

$$[1] - \sum \Delta P_i + \Delta P_v = 0$$

dove:

- $\sum \Delta P_i$  = somma delle cadute di pressione dei rami appartenente al percorso;
- $\Delta P_v$  = aumento di pressione fornito dal ventilatore.

L'insieme delle equazioni di continuità della portata e di conservazione dell'energia idraulica costituiscono complessivamente un sistema di N equazioni in N incognite (le portate dei rami). Suddividendo le portate dei rami delle utenze, nei quali queste portate sono assegnate, secondo i percorsi della rete si soddisfano implicitamente le equazioni di continuità della portata ai nodi interni. Il programma di calcolo delle reti aerauliche, identico a quello presentato per le reti idrauliche, opera secondo la seguente procedura logica:

- individua i percorsi;
- determina le portate nominali;
- calcola iterativamente le equazioni [1] cercando valori di portate che, sempre ripartite secondo il concetto di percorso, verifichino queste equazioni.

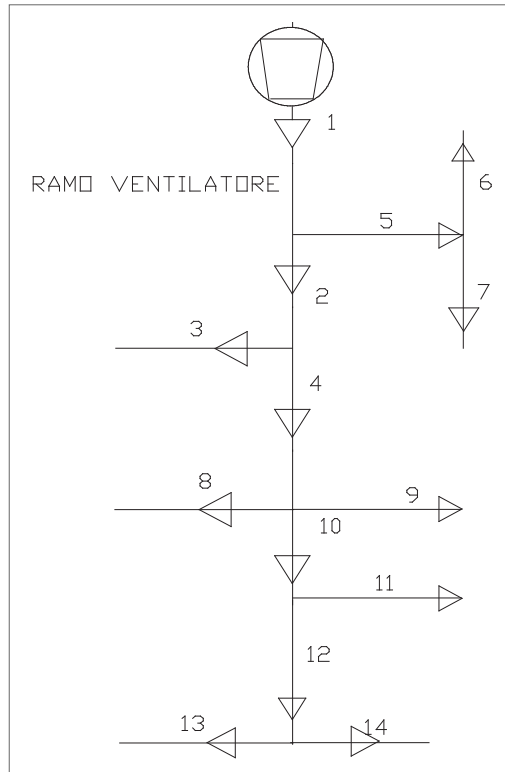
Le portate così trovate debbono essere necessariamente quelle reali, almeno dal punto di vista teorico.

### ↪ 3.3. Il confronto fra il metodo di calcolo dei canali a recupero di statica e quello a perdita di carico costante

Si faccia riferimento alla figura 3.2, dove viene riportata una semplice rete aeraulica. A tutte le bocchette sia assegnata una portata nominale = 1.000 m<sup>3</sup>/h. Per poter effettuare un confronto significativo il progetto dei canali viene fatto con una serie di canali circolari, non commerciale, scatlata di 1 mm nel diametro. In tal modo è maggiormente apprezzabile la differenza fra un tipo di

dimensionamento e l'altro. Il calcolo reale, con la determinazione delle portate reali, viene inoltre effettuato nei seguenti 4 casi:

1. a perdita di carico costante con bilanciamento;
2. a perdita di carico costante senza bilanciamento;
3. a recupero di statica senza bilanciamento;
4. a recupero di statica con bilanciamento.



**Figura 3.2.**

### 3.3.1. Il calcolo a recupero di statica

Nella tabella 2 vengono riassunti i risultati del calcolo nominale a recupero di statica della rete di figura 3.2..

Nella tabella 3 invece sono riportati i risultati del calcolo reale. Nella seconda colonna vi sono le portate nel caso che la rete sia bilanciata [BIL], nella terza colonna nel caso che non lo sia [NBIL]. Il bilanciamento viene fatto fra i percorsi della rete. Le differenze di caduta di pressione vengono annullate con una perdita concentrata virtuale  $\Delta P_L$  secondo l'uguaglianza:

$$\Delta P_L = \gamma \cdot \zeta \cdot V^2 / 2g$$

**N.B.** Nella pratica per l'aria standard il termine  $(\gamma / 2g)$  vale 0,61).

Il valore di  $\xi$  è riportato nella tabella 3. Si può verificare l'esattezza del calcolo reale, in riferimento alla parte iniziale, per i percorsi:

- percorso rami 1, 2, 3  
 perdite distribuite e concentrate:  $15,5 + 13 + 18,2 = 46,7$  Pa  
 serranda ramo 1: 316,1 Pa  
 bocchetta ramo 3: 138,4 Pa  
 totale: 501,2 Pa
- percorso rami 1, 2, 4, 5, 10,11  
 perdite distribuite e concentrate:  $15,5 + 13 + 10,1 + 8,9 + 8,9 = 56,4$  Pa  
 serranda ramo 1: 316,1 Pa  
 bocchetta ramo 11: 128,6 Pa  
 totale: 501,1 Pa

La pratica coincidenza dei valori delle cadute di pressione dei percorsi verifica quindi il calcolo reale.

**Tabella 2.** *Calcolo nominale a recupero di statica*

Ramo	Portata nominale (m <sup>3</sup> /h)	Diametro mm	Perdita nominale Pa	Velocità nominale m/sec
1	8.000	642	7,8	6,87
2	6.000	596	6,5	5,98
3	1.000	283	9,3	4,42
4	5.000	584	5,1	5,19
5	2.000	361	10,1	5,43
6	1.000	295	7,5	4,07
7	1.000	295	7,5	4,07
8	1.000	301	6,8	3,91
9	1.000	301	6,8	3,91
10	3.000	493	4,5	4,37
11	1.000	326	4,5	3,33
12	2.000	444	3,6	3,59
13	1.000	356	2,9	2,79
14	1.000	356	2,9	2,79

**Tabella 3.** *Calcolo reale a recupero di statica*

Ramo	Portata BIL m <sup>3</sup> /h	Portata NBIL m <sup>3</sup> /h	$\xi$ bilanciamento	Perdita BIL Pa	Perdita NBIL Pa
1	11.407	11.488		15,5	15,7
2	8.556	8.588		13	13,1
3	1.424	1.470	0,6	18,2	19,3
4	7.130	7.118		10,1	10,1
5	2.850	2.900		20	20,7

(segue)

Ramo	Portata BIL m <sup>3</sup> /h	Portata NBIL m <sup>3</sup> /h	$\xi$ bilanciamento	Perdita BIL Pa	Perdita NBIL Pa
6	1.425	1.450	0,5	14,7	15,2
7	1.425	1.450	0,5	14,7	15,2
8	1.425	1.445	0,5	13,3	13,7
9	1.425	1.445	0,5	13,3	13,7
10	4.280	4.228		8,9	8,7
11	1.426	1.422	0,3	8,9	8,9
12	2.853	2.805		7	6,8
13	1.427	1.403	0	5,7	5,5
14	1.427	1.403	0	5,7	5,5

### 3.3.2. Il calcolo a perdita di carico costante

In questo caso ogni tratto viene calcolato in base ad una perdita di carico di 0,8 Pa/metro. Le tabelle 4 e 5 riassumono rispettivamente il calcolo nominale e quello reale, analogamente a quanto fatto prima.

**Tabella 4.** *Calcolo nominale a perdita costante*

Ramo	Portata nominale m <sup>3</sup> /h	Diametro mm	Perdita nominale Pa	Velocità nominale m/sec
1	8.000	642	7,8	6,87
2	6.000	576	7,8	4,12
3	1.000	293	7,8	6,14
4	5.000	537	7,8	4,9
5	2.000	380	7,8	4,12
6	1.000	293	7,8	4,12
7	1.000	293	7,8	4,12
8	1.000	293	7,8	4,12
9	1.000	293	7,8	4,12
10	3.000	443	7,8	5,41
11	1.000	293	7,8	4,12
12	2.000	380	7,8	4,9
13	1.000	293	7,8	4,12
14	1.000	293	7,8	4,12

**Tabella 5.** *Calcolo reale a perdita costante*

Ramo	Portata BIL m <sup>3</sup> /h	Portata NBIL m <sup>3</sup> /h	$\xi$ bilanciamento	Perdita BIL Pa	Perdita NBIL Pa
1	11.048	11.366		14,6	15,4
2	8.289	8.364		14,5	14,8

*(segue)*

Ramo	Portata BIL m <sup>3</sup> /h	Portata NBIL m <sup>3</sup> /h	$\xi$ bilanciamento	Perdita BIL Pa	Perdita NBIL Pa
3	1.379	1.511	2,3	14,3	17,1
4	6.910	6.853		14,6	14,4
5	2.759	3.001		14,5	17,0
6	1.379	1.500	2,3	14,3	16,8
7	1.379	1.500	2,3	14,3	16,8
8	1.380	1.440	1,5	14,4	15,6
9	1.380	1.440	1,5	14,4	15,6
10	4.280	3.972		14,5	13,4
11	4.149	1.371	0	14,4	14,2
12	2.767	2.601		14,5	12,9
13	1.383	1.300	0	14,4	12,8
14	1.383	1.300	0,8	14,4	12,8

### 3.3.3. Confronto fra i due criteri

Confrontando i risultati del calcolo ottenuto con i due criteri di progetto si può concludere:

- nel calcolo a perdita costante i diametri sono generalmente minori, in questo caso si ha un risparmio del 35% del peso della lamiera;
- confrontando le portate nel caso in cui non vi sia bilanciamento si nota che nel calcolo a recupero di statica si ottiene una rete più equilibrata (i valori di  $\xi$  necessari per il bilanciamento sono minori). La tabella 6 evidenzia uno scostamento maggiore, tra la bocchetta più favorita e quella meno favorita, nel caso del calcolo a perdita costante (calcolo reale senza bilanciamento).

**Tabella 6.**

Ramo	Calcolo a recupero m <sup>3</sup> /h	Calcolo a perdita m <sup>3</sup> /h
Più favorito (ramo 3)	1.470	1.511
Meno favorito (ramo 14 o 13)	1.403	1.300

### 3.4. La rete con ricircolo

In modo analogo alle valvole idrauliche si definisce per le serrande un coefficiente di portata  $K_V$  tale che:

$$Q = K_V \sqrt{\Delta P}$$

dove:

- $\Delta P$  = caduta di pressione (Pa);
- $Q$  = portata volumetrica (m<sup>3</sup>/h).

Il valore di  $K_V$  dipende dalla posizione della corsa della serranda.  $K_{V_{\max}}$  sia quello corrispondente alla corsa massima (= 100%). Si suppone che il legame fra il valore di  $K_V$  e il valore  $K_{V_{\max}}$  sia lineare in funzione della corsa, pertanto:

$$K_v = \text{corsa} \cdot K_{v\max}$$

si faccia ora riferimento alla rete aeraulica di figura 3.3, dove sono inserite 2 serrande che consideriamo abbiano apertura complementare. La serranda del ramo 1 avrà una caduta di pressione:

$$- \Delta P = Q^2 / (\text{corsa} \cdot K_{v\max})^2$$

La serranda del ramo 3 avrà invece:

$$- DP = Q^2 / ((1 - \text{corsa}) \cdot K_{v\max})^2$$

I rami 2 e 3 sono rami virtuali: essi sostituiscono ai fini del calcolo la rete aeraulica rispettivamente di mandata e di aspirazione, secondo il legame perdita di pressione-portata, che si suppone unico:

$$\Delta P = 0,00000385 \cdot Q^2$$

Le equazioni di equilibrio aeraulico saranno:

– per le portate:

$$Q_1 + Q_3 = Q_2;$$

– per l'equazione dell'energia:

$$\Delta P_3 + \Delta P_2 - \Delta P_v = 0;$$

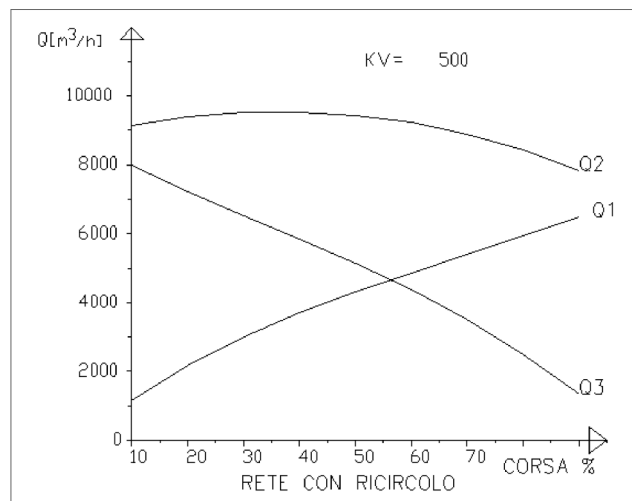
$$\Delta P_1 + \Delta P_2 - \Delta P_v = 0;$$

$\Delta P_{wi}$  = perdite di carico dei rami corrispettivi;

$\Delta P_v$  = pressione fornita dal ventilatore.

Il ventilatore ha una caratteristica:

$$\Delta P_v = 1256 - 0,0224 \cdot Q - 0,000002009 \cdot Q^2$$



**Figura 3.3.**

Il grafico di figura 3.3 riporta l'andamento delle portate dei rami 1, 2, 3 (rispettivamente  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ ) in funzione della corsa da 10% a 90%, per un valore di  $K_{v\max} = 500$ . Si nota un andamento quasi costante della portata alla mandata, mentre le portate  $Q_1$  e  $Q_3$  hanno andamento opposto (l'una cre-



sce, l'altra decresce). Il valore di  $K_{vmax}$  influenza le portate. La tabella 7 riporta per diversi valori di  $K_v$  la portata  $Q_2$  con corsa 10%.

**Tabella 7.**

$K_v$	Portata $Q_2$ ( $m^3/h$ )
125	4.006
250	6.698
500	9.150

Minore è il valore di  $K_{vmax}$  maggiore è la variazione del rapporto R (aria ricircolo/aria mandata), tabella 8.

**Tabella 8.**

$K_v$	R massimo (corsa 10%)	R minimo (corsa 90%)
125	0,90	0,11
250	0,89	0,12
500	0,87	0,17

Una serranda con valore di  $K_{vmax}$  maggiore ha maggiore AUTORITÀ, maggiore capacità in sostanza di influenzare le variazioni richieste. Nello stesso tempo ad una maggiore autorità corrisponderanno maggiori perdite di carico e quindi un ventilatore di maggiore potenza e un maggior consumo di energia. La scelta del progettista è quindi orientata da una parte al soddisfacimento delle caratteristiche aerauliche, nel contempo al raggiungimento del minimo costo complessivo. La regolazione della serranda in sede di realizzazione del progetto non può quindi prescindere da uno studio teorico a monte che sulla base di queste considerazioni sia in grado di selezionare in modo ottimale i componenti.

### ↪ 3.5. La rete con ventilatore di ricircolo

Si faccia riferimento ora alla figura 3.4. Valgono per questa rete considerazioni analoghe all'esempio precedente. Le cadute di pressioni dei rami 1,3 sono espresse in modo identico. I rami 2 e 5 sono analogamente rami virtuali con caratteristica aeraulica equivalente rispettivamente alla rete aeraulica di mandata ed alla rete di aspirazione, che si suppongono, per semplicità di identica caratteristica ed uguale ancora a quella dell'esempio precedente.

Il ramo 4 ha caratteristica aeraulica  $\Delta P = 0,01218 \cdot Q^2$ .

Il ventilatore 2 è analogo a quello 1 ed uguale ancora al caso precedente. Le equazioni di equilibrio idraulico saranno in questo caso:

Le equazioni di bilancio delle portate:

$$Q_1 + Q_3 = Q_2$$

$$Q_3 + Q_4 = Q_5$$

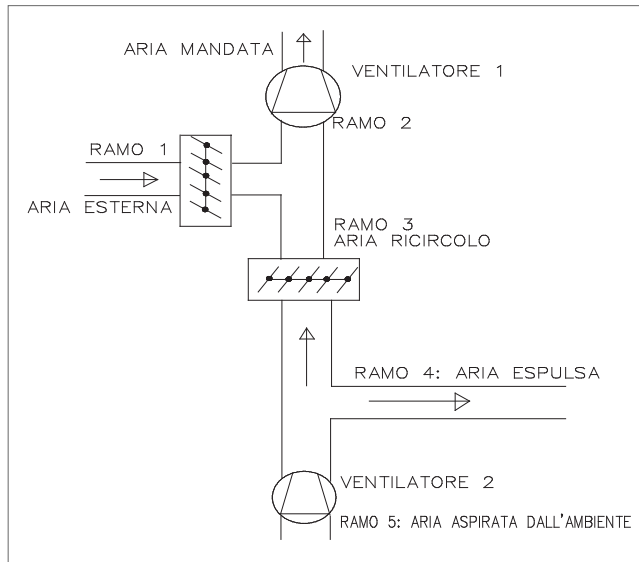


Figura 3.4.

Le equazioni dell'energia idraulica applicate ai percorsi:

- $\Delta P_5 + \Delta P_4 - \Delta P_{v2} = 0$
- $\Delta P_1 + \Delta P_2 - \Delta P_{v1} = 0$
- $\Delta P_5 + \Delta P_3 + \Delta P_2 - \Delta P_{v1} = 0$
- $\Delta P_{v1}, \Delta P_{v2} =$  le pressioni fornite dai ventilatori 1 e 2

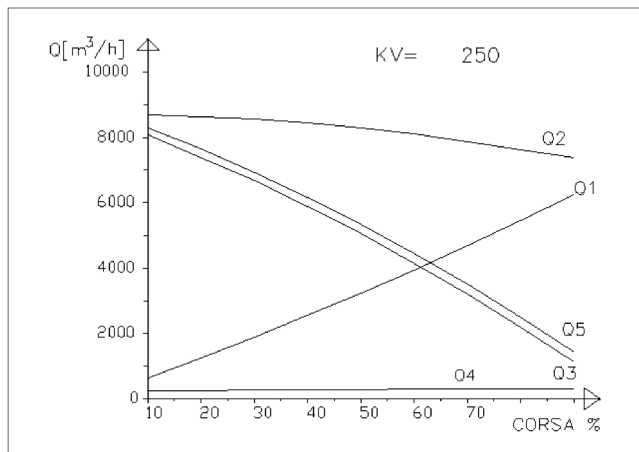


Figura 3.5.

Il grafico di figura 3.5 riporta l'andamento delle portate dei rami 1, 2, 3, 4, 5 in funzione della corsa da 10% a 90%, per un valore di  $Kv_{max}$  della serranda = 250. Si nota un andamento quasi co-

stante della portata alla mandata,  $Q_2$ , mentre le portate  $Q_1$  (aria fresca aspirata) e  $Q_3$  (by-pass) hanno andamento opposto (l'una cresce, l'altra decresce). La portata  $Q_5$  (aria aspirata dall'ambiente) segue l'andamento di  $Q_3$ . La portata  $Q_4$  (aria espulsa) è quasi costante e si assesta su valori minimi. Si può inoltre notare che variando sensibilmente la portata del ramo 5 varia anche il rendimento del ventilatore inserito. Ad esempio con portata = 8.300 m<sup>3</sup>/h si ha  $h = 79,5\%$ , con portata = 1.429 m<sup>3</sup>/h il rendimento scende addirittura al di sotto del valore minimo riportato dal costruttore (60%). Si aggiunge inoltre che:

- se il bypass è chiuso tutta l'aria esterna è aria di mandata ( $Q_1 = Q_2 = 11400$  m<sup>3</sup>/h);
- se il bypass è tutto aperto e i rami 4 ed 1 sono chiusi si ha:  $Q_3 = Q_2 = Q_5 = 12840$  m<sup>3</sup>/h.

### 3.6. Gli impianti di aspirazione

Un impianto di aspirazione, e per tale ci si riferisce per esempio ad un impianto di aspirazione fumi, non differisce molto per quanto riguarda il calcolo da una rete che alimenti dei diffusori. Nel secondo caso le utenze coincidono con i diffusori, e quindi in corrispondenza delle uscite, nel primo sono localizzate in corrispondenza delle bocche di aspirazione e quindi in corrispondenza degli ingressi. Una volta assegnate le portate nominali delle utenze queste dovranno essere ripartite su tutti i rami a valle della utenza considerata. Si fa un esempio di una semplice rete con 4 bocche aspiranti, come nella figura 3.6. Supponiamo di dare alla rete le caratteristiche aerauliche riassunte nella tabella 9.

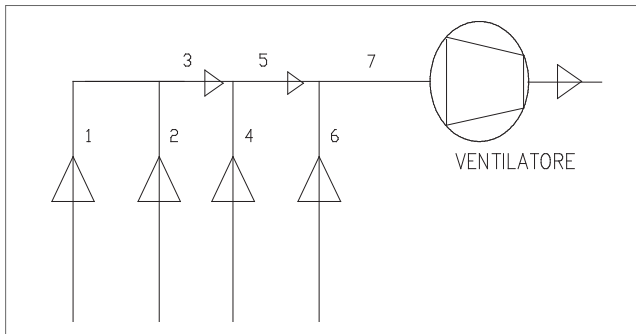


Figura 3.6.

Tabella 9.

Ramo	Portata nominale m <sup>3</sup> /h	Diametro mm	Lunghezza metri	$\xi$	Velocità m/s	Perdita nominale Pa
1	300	125	8	1,87	6,8	100,7
2	300	125	5	1,87	6,8	82,7
3	600	150	5	0,3	9,4	61,2
4	300	125	5	1,87	6,8	82,7
5	900	200	5	1,15	8,0	67
6	300	125	5	1,87	6,8	82,7
7	1.200	250	25	0,35	6,8	72,6

- $\xi$  = coefficiente relativo alle perdite localizzate. La composizione e le prevalenze nominali dei percorsi è invece riassunta nella tabella 10.

**Tabella 10.**

<i>Percorso</i>	<i>Perdita di carico nominale Pa</i>
rami 1, 3, 5, 7	301,5
rami 2, 3, 5, 7	283,5
rami 4, 5, 7	222,3
rami 6, 7	155,3

Si può notare la rilevante differenziazione delle prevalenze dei percorsi derivante dal tabella. In un impianto di aspirazione, senza bilanciamento, vi sono solo le perdite di carico distribuite e concentrate dei canali e quindi può diventare rilevante la differenza di prevalenza dei percorsi quando questi hanno sviluppo in lunghezza completamente differente. In definitiva le portate reali possono essere sensibilmente differenti rispetto a quelle nominali. Nel caso in esempio si suppone un ventilatore avente caratteristica:

$$\Delta P_v = 224 - 0,568 \cdot Q - 0,007234 \cdot Q^2$$

Il calcolo reale produce i risultati riassunti nella tabella 11:

**Tabella 11.**

<i>Ramo</i>	<i>Portata m<sup>3</sup>/h</i>	<i>Perdita Pa</i>
1	229	63,9
2	268	63,9
3	496	37,6
4	337	101,5
5	834	42,7
6	402	144,1
7	1.236	65,3

La prevalenza del ventilatore è: 209,4 Pa

**Tabella 12.**

<i>Ramo</i>	<i>Q/Q<sub>media</sub></i>	<i>Q/Q<sub>max</sub></i>
1	- 26	- 43
2	- 13	- 33
4	+ 9	- 16
6	+ 30	0

La tabella 12 evidenzia la differenziazione delle portate delle utenze. Il circuito più sfavorito, quello relativo al ramo 1 ha una prevalenza nominale maggiore e quindi nel calcolo reale una portata minore. Quello più favorito, relativo al ramo 6 ha una prevalenza nominale minore e quindi avrà una maggiore portata reale. Il rapporto  $Q/Q_{\text{media}}$  ha il significato di differenza percentuale fra la portata reale e quella media delle utenze (praticamente uguale a quella nominale =  $309 \text{ m}^3/\text{h}$ ), mentre il rapporto  $Q/Q_{\text{max}}$  è la differenza percentuale fra la portata e quella massima (del ramo 6). Nell'esempio si è "aggiustata" la prevalenza del ventilatore in modo che la portata media reale alle utenze si avvicinasse il più possibile a quella nominale, per cercare di evidenziare le variazioni di portata.