

45. Inquinamento dell'aria, impianti di aspirazione e depurazione

45.1. GENERALITÀ

Le emissioni atmosferiche o polluzioni¹ sono sostanze inquinanti prodotte - in particolare - nelle lavorazioni industriali ed introdotte nell'atmosfera tramite un effluente gassoso. In base al loro stato fisico, esse sono classificabili in:

- solide;
- liquide;
- gassose;

(tra cui vapori, odori) impurità aeriformi non comprese tra i normali componenti dell'aria.

polveri

Le **emissioni solide** si identificano nelle **polveri**, costituite da particelle di dimensioni variabili dal campo submicroscopico al campo visivo, le quali si originano nelle lavorazioni di materiali solidi (quali macinazione, frantumazione, classificazione), nei trattamenti termici (i gas uscenti da forni ed essiccatoi contengono polveri in quantità più o meno rilevanti), in molti processi meccanici (per esempio, molatura), nella combustione di materiali organici (idrocarburi, oli, legno, ecc.) i cui fumi trascinano particelle solide, come cenere e carbone totalmente o parzialmente incombusto.

emissioni liquide

Le **emissioni liquide** sono costituite da **nebbie**, ossia da sospensioni di minutissime goccioline di dimensioni microscopiche o submicroscopiche, prodotte da fenomeni di distillazione, condensazione, ossidazione (fusione di metalli, reazioni chimiche).

emissioni gassose

Le **emissioni gassose** sono sostanze aeriformi ovvero vapori inquinanti sviluppati per ebollizione o evaporazione di liquidi o per sublimazione di solidi, non comprese tra i normali componenti dell'aria o che ne alterano la normale composizione.

Vapori, odori, sono impurità aeriformi non comprese tra i normali componenti dell'aria.

Com'è noto, la respirazione prolungata da parte dell'uomo di polveri, fumi e gas può provocare gravi alterazioni a carico del suo organismo.

Problemi per la salute umana:

In ordine di gravità

Avvelenamento:

provocato ad esempio dall'inalazione di vapori di metalli come il piombo, l'arsenico ed il manganese.

Irritazioni:

infiammazioni delle mucose delle vie respiratorie (polvere di silice libera e di amianto) ed infiammazioni della cute (polveri di piombo, fluoruri, cromati alcalini, antracene).

Allergie:

¹ Il termine *polluzione* (dal latino "polluere", insozzare, macchiare) è sovente impiegato come sinonimo di "inquinamento", "contaminazione" e, per estensione, anche di "agente o prodotto inquinante", soprattutto per l'influsso della letteratura tecnica di lingua inglese, che usa correntemente il termine "pollution".

come l'asma bronchiale, provocato da polveri di cotone, lino, canapa).

Danni all'apparato respiratorio:

riduzione delle capacità funzionali dell'apparato respiratorio provocata da depositi di polluzioni di carbone, ferro ed altri materiali inerti.

Alcuni inquinanti, pur non nocivi, presentano proprietà irritanti che cagionano infiammazioni delle mucose, specie delle vie respiratorie (polvere di silice libera e di amianto).

Il contatto prolungato con tali polveri determina vere e proprie malattie professionali denominate ***pneumoconiosi*** (silicosi, asbestosi, ecc.).

A loro volta, le polveri di cromati alcalini, di fluoruri, dell'antracene, dell'anilina, del piombo e di altre sostanze sono all'origine di ***processi infiammatori della cute*** (dermatiti professionali quali eczemi, discromie, distrofie ed anche neoplasie).

Ricordiamo ancora le ***polveri radioattive*** e quelle ***allergizzanti*** (in particolare, le emissioni di cotone, lino e canapa). Queste ultime possono dar luogo ad allergie, fra le quali la più temuta è l'asma bronchiale, pericoloso stadio che può preludere alla bronchite cronica e all'enfisema polmonare.

Da parte loro, polluzioni di carbone, ferro, barite, carborundum ed altre sostanze cosiddette inerti provocano ***depositi e stratificazioni nell'apparato respiratorio***, riducendone le capacità funzionali.

Se, d'altra parte, si tiene presente che una persona adulta, impegnata in un lavoro normale, respira da ***7 a 10 litri d'aria al minuto*** ($10 \text{ l/min} = 600 \text{ l/h} = 4800 \text{ l/8h} \approx 5 \text{ m}^3/\text{turno}$ dove $8 \text{ h} = 1 \text{ turno medio}$), si comprende come la pericolosità delle polluzioni sia anche legata, oltre che al tipo di inquinante, alla quantità di questo presente nell'aria (ed alle dimensioni delle particelle, come vedremo fra poco).

È utile ricordare che l'aria pulita della campagna contiene ***0,01 ÷ 0,04 mg/m³*** di polvere; per contro, in una zona industriale l'aria ne può contenere ***1 o più mg/m³*** e dentro stabilimenti privi di impianti di depurazione si possono raggiungere concentrazioni di ***40 ÷ 50 mg/m³*** (***3 ordini di grandezza circa in più***).

45.2. ANALISI DELLE POLLUZIONI

La pericolosità delle polluzioni atmosferiche dipende dalla composizione chimica, dalla granulometria e dalla concentrazione delle particelle.

Per quanto concerne la composizione chimica, essa è funzione della natura dei materiali da cui si originano le polluzioni, e nel paragrafo precedente si è fatto cenno alla pericolosità per l'organismo umano di determinate sostanze inquinanti.

Per concentrazione di un inquinante nell'aria si intende la quantità di particelle di quell'inquinante presente nell'unità di volume di aria.

La **concentrazione** può essere espressa in:

- mg/m^3 o $\mu\text{g/m}^3$ = massa in mg o in μg delle particelle contenute in 1 m^3 di aria;
- ppm = volume delle particelle contenute in 10^6 unità di volume;
- pp/cc = numero delle particelle contenute in 1 cm^3 di aria.

In luogo del termine *concentrazione*, la norma **UNI 481-94** introduce l'espressione **particelle aerodisperse totali** e né da la seguente definizione: "tutte le particelle circondate da aria in un dato volume di aria".

Per quanto riguarda la **granulometria**, fra le numerose definizioni di grandezza, dimensione o diametro di una particella, si ricordano le seguenti:

- media aritmetica delle tre dimensioni della particella: lunghezza (l), larghezza (b) e spessore (s), ossia

$$d_{\text{equiv}} = (l + b + s) \frac{1}{3}$$

- lunghezza del lato di un cubo avente un volume approssimativamente uguale a quello della particella

$$d_{\text{equiv}} = \sqrt[3]{lbs}$$

In base a tali definizioni, acquista un preciso significato affermare che, per esempio, la polvere prodotta nelle lavorazioni industriali raggiunge dimensioni minime di circa $0,1 - 0,2 \mu\text{m}$, mentre il limite superiore cade largamente dentro il campo visivo (ad occhio nudo); oppure che solo il 20% delle particelle è più piccolo di $1 \mu\text{m}$, mentre la dimensione inedia si aggira intorno a $1,3 \mu\text{m}^2$.

² Stante la gran variabilità delle dimensioni delle particelle, appaiono evidenti le possibilità offerte dai metodi statistici per lo studio della distribuzione delle dimensioni intorno alla media. Così, l'equazione matematica che definisce la curva di densità di frequenza relativa può anche essere impiegata per individuare con quale frequenza la dimensione delle particelle di una polluzione cade in un certo intervallo.

Normalmente tale curva è **asimmetrica** (fig. 45.2), ma può sempre essere **trasformata in una curva simmetrica** sostituendo alla dimensione della particella il suo logaritmo: la curva così ottenuta segue approssimativamente la curva normale di probabilità (fig. 45.3). La curva di probabilità lognormale ha un notevole interesse pratico come mezzo matematico per descrivere la distribuzione della dimensione.

Nella tab. 45.1 è riportata una classificazione granulometrica delle più diffuse emissioni atmosferiche. In particolare, essa consente di rilevare, sia pure dal solo punto di vista granulometrico, la distinzione fra polveri, fumi, gas e vapori.

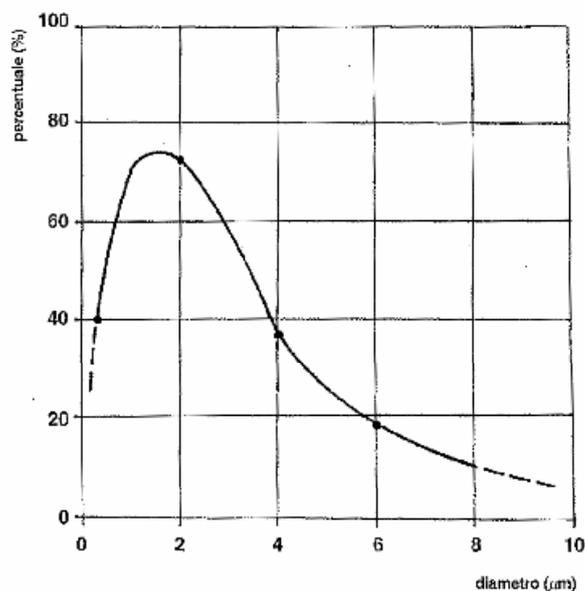
A proposito *dell'influenza della granulometria sulla pericolosità* delle particelle costituenti una polluzione, rileviamo che:

- la maggior parte delle particelle di silice che si depositano negli alveoli polmonari hanno dimensioni medie prossime a $1\ \mu\text{m}$;
- la massima ritenzione di polvere di piombo si ha per particelle aventi dimensioni comprese fra $0,5$ e $1\ \mu\text{m}$;
- la polvere di uranio è più pericolosa se le particelle hanno dimensioni di $0,45\ \mu\text{m}$.

D'altra parte, è risaputo che alle particelle aventi un diametro **maggiore di $5 \div 10\ \mu\text{m}$** è impedita, dalle naturali difese dell'organismo, la penetrazione nei polmoni, mentre le particelle di dimensioni **inferiori a $0.1 \div 0.2\ \mu\text{m}$** sono troppo piccole per essere trattenute nell'apparato respiratorio.

È opinione generale che, fino al limite inferiore di $0,5\ \mu\text{m}$, la pericolosità aumenti con il diminuire delle dimensioni delle particelle.

A titolo indicativo, si può dire che la *dimensione delle particelle* che più facilmente si depositano *negli alveoli polmonari* è compresa fra $0,5$ e $5\ \mu\text{m}$ (fig - 45.1).



Fig, 45.1 -Curva di ritenzione polmonare.

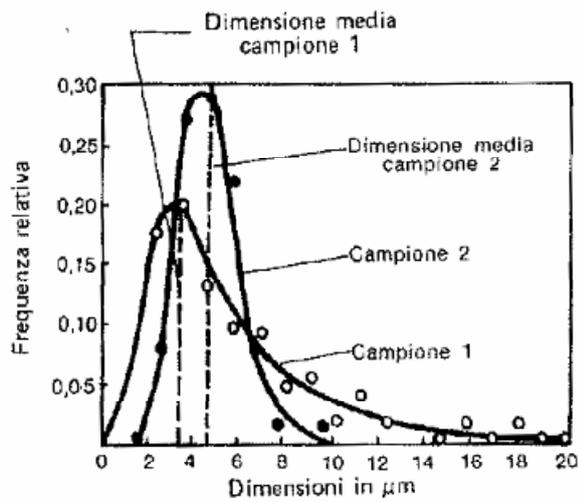


Fig. 45.2 - Curve asimmetriche di frequenza relativa della dimensione di particelle inquinanti.

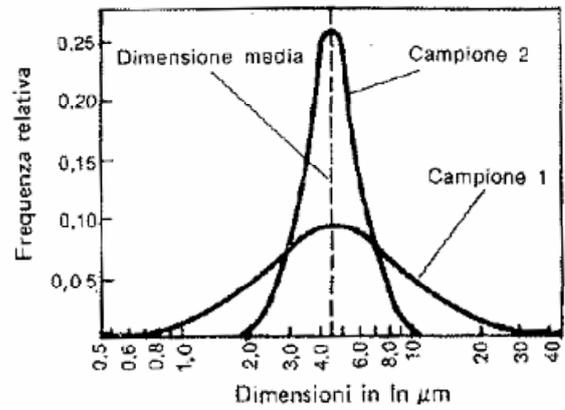
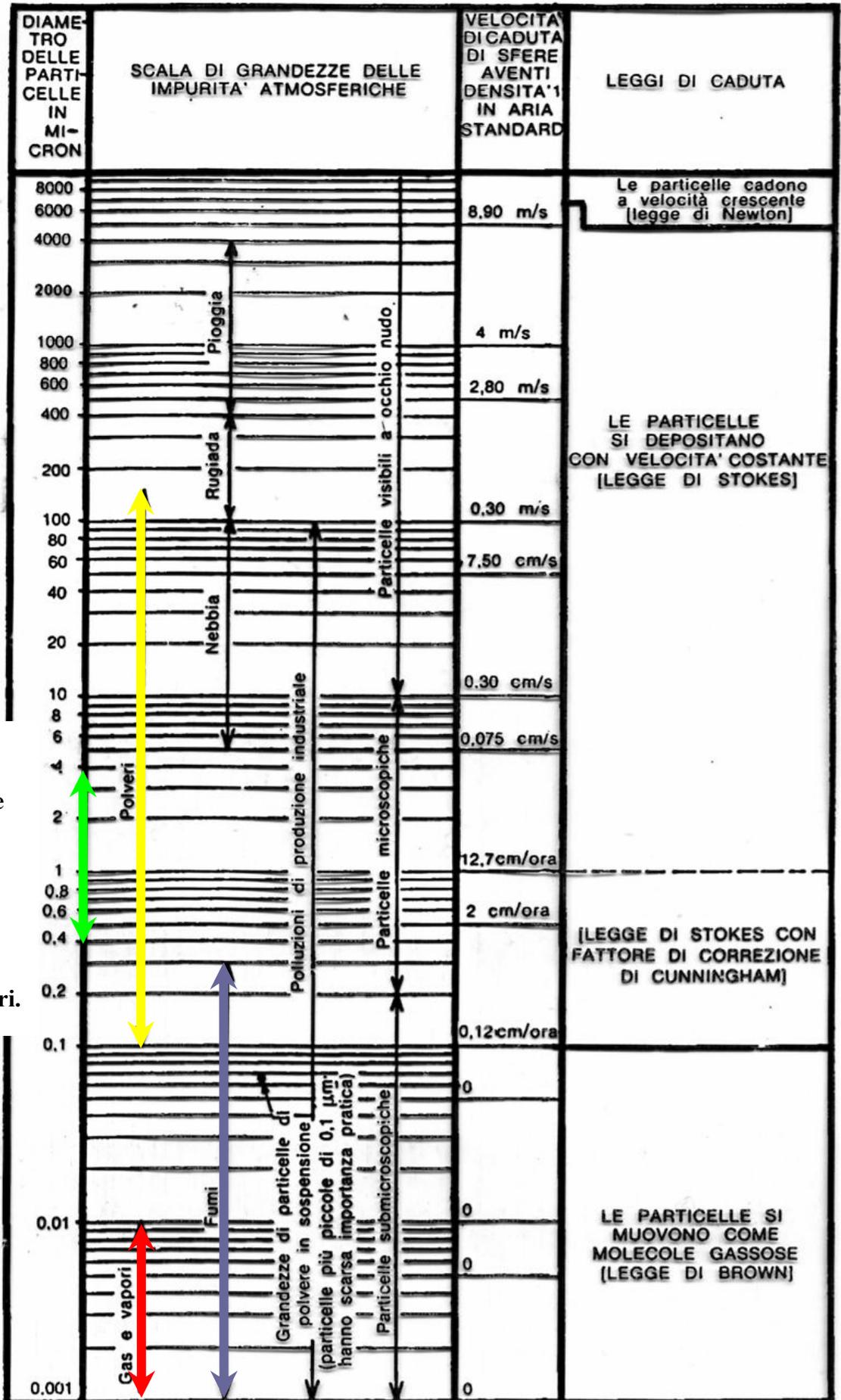


Fig. 45.3 - Curve simmetriche di frequenza relativa del logaritmo naturale della dimensione di particelle inquinanti.



Range diametri particelle che possono esser ritenute negli alveoli polmonari.

Riportiamo un esempio concreto di analisi di polveri prelevate in una fonderia e classificate nei seguenti raggruppamenti dimensionali:

- particelle > 10 μm ;
- particelle 5 ÷ 10 μm ;
- particelle 2 ÷ 5 μm ;
- particelle < 2 μm .

La tab. 45.1 fornisce le più importanti caratteristiche ponderali, numeriche e chimiche per ciascuno dei quattro raggruppamenti considerati.

Tabella 45.II - Analisi granulometrica e chimica della polvere prodotta nel reparto animisti di una fonderia di ghisa.

	Granulometria			
	> 10 μm	5 ÷ 10 μm	2 ÷ 5 μm	< 2 μm
Analisi granulometrica				
Percentuali in peso	73	13,5	7,7	5,8
Percentuali in numero	1,1	1,7	7,8	89,4
Composizione chimica (In percentuale)				
Carbone, sostanze organiche	12,0	35,7	44,4	69,9
Carbonati, ferro, ecc. (*)	6,8	9,8	12,3	13,1
Silicati	8,9	26,3	20,6	13,7
Silice libera	72,3	28,2	22,7	3,3
TOTALI	100,0	100,0	100,0	100,0

(*) Composti inorganici solubili in HCl.

Come si può rilevare, il 73% in peso della polvere è rappresentato dalle particelle più grandi di 10 μm , benché numericamente esse costituiscano soltanto l'1,1% del numero totale delle particelle. Inoltre, la composizione chimica varia notevolmente con la grandezza delle particelle.

I dati ricavati dai campioni prelevati, hanno pure consentito di approntare la tab. 45.III che fornisce, per i diversi raggruppamenti, la concentrazione dei quattro componenti: particelle combustibili; composti ferrosi e inorganici; silicati; silice libera.

Tabella 45.III – Distribuzione percentuale, secondo la granulometria, la composizione chimica, il peso e il numero delle particelle di polvere prodotte nel reparto animisti di una fonderia di ghisa.

	Distribuzione granulometrica					Totale
	> 10 µm	5 ÷ 10 µm	2 ÷ 5 µm	< 2 µm	< 10 µm	
Percentuali in peso						
Carbone, sostanze organiche	8,8	4,8	3,4	4,0	12,2	21,0
Carbonati, ferro, ecc. (*)	4,9	1,3	1,0	0,8	3,1	8,0
Silicati	6,4	3,6	1,6	0,8	6,0	12,4
Silice libera	52,9	3,8	1,7	0,2	5,7	58,6
TOTALI	<small>Tot colonna</small> 73,0	<small>Tot colonna</small> 13,5	<small>Tot colonna</small> 7,7	<small>Tot colonna</small> 5,8	<small>Tot colonna</small> 27,0	<small>Tot colonna</small> 100,0
Percentuali in numero di particelle						
Carbone, sostanze organiche	0,1	0,6	3,4	62,4	66,4	66,5
Carbonati, ferro, ecc. (*)	0,1	0,2	1,0	11,7	12,9	13,0
Silicati	0,1	0,4	1,6	12,3	14,3	14,4
Silice libera	0,8	0,5	1,8	3,0	5,3	6,1
TOTALI	1,1	1,7	7,8	89,4	98,9	100,0

(*) Composti inorganici solubili in HCl.

Dall'esame di quest'ultima tabella si perviene alla conclusione che uno studio accurato della composizione chimica delle particelle riferito alle loro dimensioni, conduce a risultati ben diversi da quelli deducibili da una considerazione globale del campione (ultima colonna della tabella).

Ne deriva l'opportunità, d'anzì rilevata, di condurre sempre una preventiva, approfondita analisi delle polluzioni, sia quando si vogliono individuare le conseguenze che esse avrebbero sull'organismo umano in caso di inalazione, sia quando si devono studiare gli impianti per la loro aspirazione e depurazione.

Si ritiene infine interessante riportare alcune definizioni contenute nella sopra citata **UNI EN 481-94**:

- **diametro aerodinamico delle particelle**: diametro di una sfera di massa volumica 1 g cm^{-3} con la stessa velocità terminale della particella sotto l'azione della forza gravitazionale in aria calma nelle stesse condizioni di temperatura, pressione e umidità relativa; (si fissa un **materiale a densità definita – 1 g cm^{-3}** – si determina, come valore di diametro aerodinamico della particella effettiva in oggetto, quello della particella di riferimento per il quale si determina la stessa velocità terminale di caduta).
- **frazione inalabile**: frazione in massa delle particelle aerodisperse totali che viene inalata attraverso il naso e la bocca; tale frazione dipende dalla velocità e direzione del moto dell'aria, dalla frequenza di respirazione e da altri fattori;
- **frazione extratoracica**: frazione in massa delle particelle inalate che non penetra oltre la laringe;
- **frazione toracica**; frazione in massa delle particelle inalate che penetra oltre la laringe;
- **frazione tracheobronchiale**: frazione in massa delle particelle inalate che penetra oltre la laringe, ma che non giunge alle vie respiratorie non ciliate;
- **frazione respirabile**: frazione in massa delle particelle inalate che raggiunge le vie respiratorie non ciliate.

45.3. L'INQUINAMENTO DA EMISSIONI ODOROSE

L'odore è definito come una sensazione risultante da uno stimolo che sollecita gli organi di percezione olfattiva³. Questi, come d'altra parte tutti gli organi di senso, sono strumenti a risposta non lineare, bensì logaritmica: ciò significa che il legame "concentrazione di sostanza odorosa-risposta sensoriale" non è di proporzionalità diretta, ma di tipo più complesso.

La rappresentazione di questo legame (*legge di Weber*) è riportata in fig. 45.4.

Come si può constatare, vi è un periodo di latenza entro il quale a stimoli crescenti non corrisponde alcuna percezione; in questa fase, evidentemente, la concentrazione molecolare della sostanza non è captata dalle cellule recettrici.

A partire da un determinato valore di stimolo, la sensazione viene percepita: questo valore costituisce la *soglia di percezione olfattiva* o, più semplicemente, la *soglia olfattiva*. Al di là di essa, piccoli incrementi di stimolo provocano forti incrementi della sensazione.

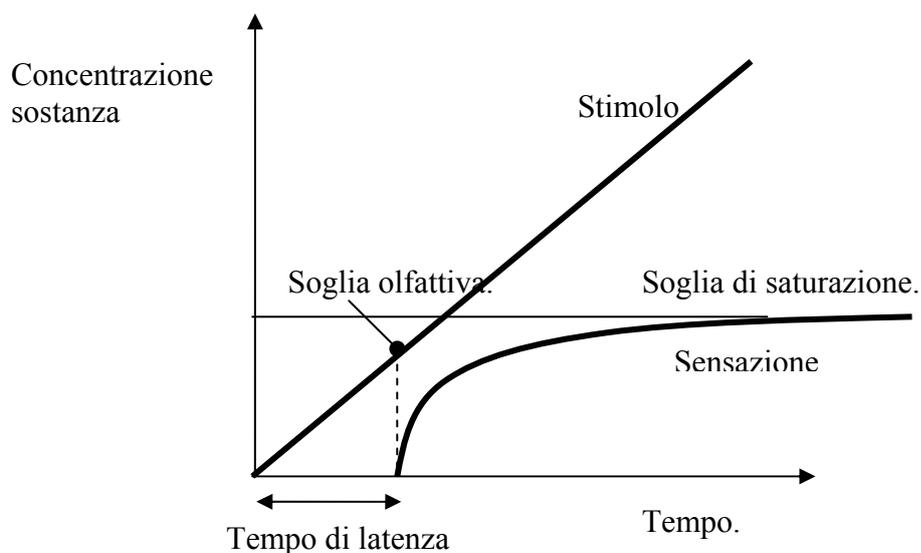


Fig. 45.4 — Rappresentazione grafica della legge di Weber.

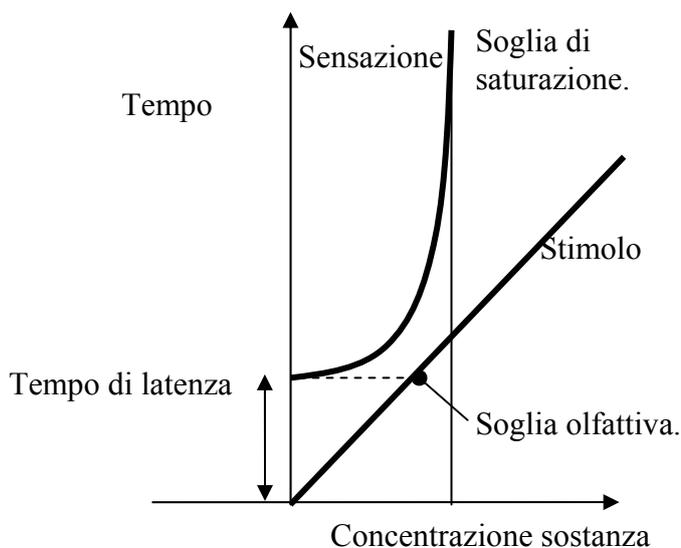


Fig. 45.4 — Rappresentazione grafica della legge di Weber.

³ È importante notare che solo gli aeriformi vengono rilevati dai centri di percezione; infatti, immergendo il naso in un

Aumentando ulteriormente lo stimolo, le sensazioni si incrementano sempre più debolmente sino ad un certo limite, oltre il quale si mantengono pressappoco costanti: il corrispondente valore dello stimolo costituisce la *soglia di saturazione*.

Una immediata conseguenza di questo comportamento è che i sistemi di controllo di un inquinamento da sostanze odorose devono ridurre la presenza della sostanza responsabile entro il limite di soglia, in quanto riduzioni che non raggiungano tale valore portano a benefici difficilmente rilevabili e quindi insufficienti.

Il valore assoluto della soglia olfattiva per alcuni composti chimici assume un valore apprezzabile (ad esempio 40 ppm per l'acetone, 53 ppm per il metanolo); per altri particolarmente per quelli caratterizzati da un odore più aggressivo e penetrante, è molto basso.

Ricordiamo, a titolo di esempio:

- l'aldeide propionica, con $9 \cdot 10^3$ ppm di soglia olfattiva;
- l'acrilato di etile, con $3 \cdot 10^4$ ppm di soglia olfattiva;
- l'ortiodifenolo, con $1 \cdot 10^6$ ppm di soglia olfattiva.

Un altro parametro caratteristico delle emissioni odorose è l'unità di odore, rappresentante la diluizione che la emissione deve subire per non essere più percepita. Tale valore indica pertanto di quante volte l'emissione in esame supera la soglia olfattiva e misura la "quantità di odore" presente nell'emissione.

Nel caso di una miscela di due sostanze, ciascuna caratterizzata da un determinato valore di soglia olfattiva, la soglia risultante è definita come segue:

$$(45.1) \quad T_x = T_A + \ln [(1-x) + 2^{(T_B - T_A)} x]$$

dove:

T_x = soglia olfattiva della miscela;

T_A, T_B = soglie olfattive dei due componenti A e B;

x = frazione del componente B nella miscela.

In pratica, il termine logaritmico rappresenta l'incremento di odore del componente A dovuto alla presenza del componente B.

Per miscele di più componenti l'espressione della soglia olfattiva diviene:

$$(45.2) \quad T_x = \ln \left(\sum_1^N 2^{T_i} x_i \right)$$

nella quale N è il numero di componenti e T_i la soglia olfattiva del componente i -esimo.

Nelle (45.1) e (45.2) i valori di T non sono espressi in termini di concentrazione, bensì di unità di odore.

Le valutazioni dei parametri caratteristici di un'emissione odorosa possono essere effettuate per

mezzo di una cabina olfattometrica, nella quale la sostanza viene dosata in un flusso d'aria pura in proporzioni variabili e note (fig. 45.5). L'aria così miscelata viene percepita da più soggetti, preventivamente abituati a discriminare le sensazioni odorose e a valutarne le diverse intensità.

Per quanto riguarda le fonti industriali dell'odore, si può affermare che qualsiasi attività industriale, sia di produzione che di trasformazione di materie prime, genera esalazioni.

In generale, le più rilevanti fonti di emissione odorosa si riscontrano nelle industrie:

- alimentari (composti ossigenati);
- conciarie (solfuri organici);
- materie plastiche (ammine, plastificanti, solventi, aldeidi/ acidi grassi, ecc.);
- fibre tessili (solfuri);
- cartarie (solfuri, mercaptani);
- meccaniche (vapori oleosi, solventi, composti ossigenati, solfuri);
- petrolchimiche e chimiche (mercaptani, piridina, ammine, composti organici ossigenati, solventi, solfuri, fenoli).

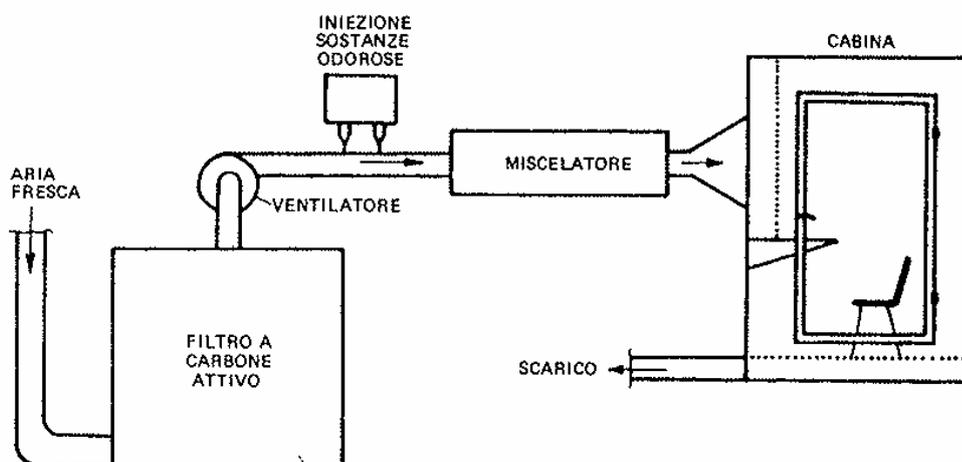


Fig. 45.5 - Schema di cabina olfattometrica.

Nell'ambito dell'industria meccanica, i casi più ricorrenti di emissioni odorose vanno ricercati nelle linee di verniciatura (emissioni di acroleina, aldeidi superiori, acidi grassi, ammine, solventi), nelle lavorazioni che impiegano oli ad alta temperatura (tempra con emissione di idrocarburi e vapori oleosi) oppure in lavorazioni particolari (essiccamento anime in fonderia con emissione di fenoli) o in certi impianti di trattamento (rottura emulsioni con emissione di solfuri organici, mercaptani, ecc.).

45.4. NORMATIVA SUGLI INQUINAMENTI ATMOSFERICI

Richiamiamo innanzitutto il **R.D. 27 luglio 1934, n. 1265**, che suddivide le industrie insalubri (cioè producenti vapori, gas o altre esalazioni pericolose per la salute dell'uomo) in due classi:

- la prima comprende le industrie che devono essere isolate e tenute lontane dalle abitazioni;
- la seconda quelle che esigono speciali cautele per la incolumità del vicinato.

La **legge n. 615** del 13 luglio 1966 ("Provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico") impone (art. 20) a tutti gli stabilimenti industriali di "possedere impianti, installazioni o dispositivi tali da contenere entro i più ristretti limiti che il progresso della tecnica consenta, la emissione di fumi o gas o polveri o esalazioni" che costituiscano pericolo per la salute pubblica e contribuiscano all'inquinamento atmosferico.

Il **D.P.R. 15 aprile 1971, n. 322** ("Regolamento di esecuzione della legge 13 luglio 1966, n. 615, recante provvedimenti contro l'inquinamento atmosferico, limitatamente al settore delle industrie") introduce innanzitutto le seguenti

definizioni:

- **emissioni**: prodotti che comunque vengono immessi nell'atmosfera;
- **immissioni**: le emissioni che determinano inquinamento atmosferico all'esterno del perimetro industriale;
- **impianto di abbattimento**: apparecchiature, installazioni o dispositivi comunque atti alla riduzione dell'inquinamento atmosferico;
- **impianto industriale**: apparecchiatura od insieme di apparecchiature in cui si realizza uno dei cicli tecnologici che caratterizzano lo stabilimento industriale;
- **inquinanti**: sostanze che possono produrre inquinamento atmosferico;
- **inquinamento atmosferico**: stato dell'aria atmosferica conseguente alla immissione nella stessa di sostanze di qualsiasi natura, in misura e in condizioni tali da alterare la salubrità dell'aria e da costituire pregiudizio diretto o indiretto per la salute dei cittadini o danno ai beni pubblici o privati;
- **perimetro industriale**: perimetro geometrico continuo, delimitante l'area entro cui svolge attività lo stabilimento industriale;
- **stabilimento industriale**: ogni installazione o complesso di installazioni volte, in modo continuo o discontinuo, ad effettuare entro il perimetro industriale estrazione o produzione o trasformazione o utilizzazione o deposito di sostanze di qualunque natura.

Il D.P.R. citato prevede la misurazione delle immissioni, relative ad alcuni agenti inquinanti, all'esterno del perimetro industriale: i punti di prelevamento devono trovarsi a distanza orizzontale e verticale non inferiore a 1,50 m e non superiore a 3 m dal suolo o da ogni ostacolo esistente.

In qualunque punto esterno ai perimetri industriali, le immissioni dovute ai contributi complessivi degli stabilimenti non devono risultare superiori ai limiti riportati nella tab. 45.IV.

Il **D.P.C.M. 28 marzo 1983** fissa "limiti massimi di accettabilità delle concentrazioni e di

esposizione relativi ad inquinanti dell'aria nell'ambiente esterno": segna pertanto un mutamento di indirizzo per la normativa italiana in quanto introduce il nuovo concetto di "standard di qualità" dell'aria sull'intero territorio.

Prevede inoltre piani di risanamento regionali per il miglioramento della qualità dell'aria: i criteri per l'elaborazione di tali piani sono precisati nel D.M. 20 maggio 1991.

Il **D.P.R. 24 maggio 1988, n. 203**, recependo alcune direttive CE, detta norme per la tutela della qualità dell'aria su tutto il territorio nazionale e introduce le seguenti definizioni:

- **valori limite di qualità dell'aria**: limiti massimi di accettabilità delle concentrazioni relativi ad inquinanti nell'ambiente esterno;
- **valori guida di qualità dell'aria**: limiti delle concentrazioni relativi ad inquinanti nell'ambiente esterno, previsti come obiettivo futuro o per la protezione di zone specifiche;
- **emissione**: qualsiasi sostanza solida, liquida o gassosa introdotta nell'atmosfera, proveniente da un impianto industriale o di pubblica utilità, che possa produrre inquinamento atmosferico; le relative concentrazioni sono, misurate direttamente "al camino" dell'impianto;
- **valore limite di emissione**: la concentrazione di sostanze inquinanti emesse dagli impianti, in un dato intervallo di tempo, che non deve essere superata;
- **migliore tecnologia disponibile**: sistema tecnologico che consente il contenimento e/o la riduzione delle emissioni a livelli accettabili per la protezione della salute e dell'ambiente, purché non comporti costi eccessivi.

Tabella 45.IV- Limiti massimi delle immissioni di alcuni agenti inquinanti misurate all'esterno del perimetro industriale (D.P.R. 15 aprile 1971, n. 322).

Inquinanti	Concentrazioni di punta		Concentrazioni medie	
	ppm (mg/m ³) (*)	durata del prelievo minuti	ppm	(mg/m ³) (*)
Ossidi di zolfo espressi come SO ₂	0,30 (0,79)	30	0,15 (0,39)	24
Cloro (Cl ₂)	0,20 (0,58)	30	---	---
Acido cloridrico	0,20 (0,30)	30	0,03 (0,05)	24
Composti di fluoro espressi come fluoro	0,06	30	(0,02)	24
Ossidi di azoto (NO ₃)	0,30 (0,56)	30	0,10 (0,19)	24
Ossido di carbonio	50,00 (57,24)	30	20,00 (22,89)	8
Composti del piombo (Pb)	(0,05)	30	(0,01)	8
Polveri inerti sospese	(0,75)	120	(0,30)	24
Silice libera cristallina contenuta nelle polveri espressa come SiO ₂	(0,10)	120	(0,02)	24

1. I valori di pressione e di temperatura, riportati nella testata della tabella, si riferiscono alle condizioni di equivalenza fra le concentrazioni espresse come "rapporti di volumi" (ppm) e come "rapporti peso-volume" di aria (mg/m³).

2. Come "concentrazione media" di un inquinante si intende il valore determinato in continuo in un arco di tempo prestabilito (8 ore, 24 ore, ecc.). Come "concentrazione di punta" si intende il valore massimo di immissione riferito a tempi brevi: 30 min o 2 h; le immissioni possono raggiungere i valori massimi indicati per le concentrazioni di punta solo una volta ogni otto ore.

(*) Concentrazioni riferite a 1013 mbar e 25 °C.

Il **D.P.R. 203/1988** precisa i valori limite ed i valori guida di qualità dell'aria che non devono essere superati nell'ambiente esterno (tabelle 45.V e 45.VI).

In ambito comunitario valgono i valori limite riportati nella tab. 45.VII.

Per contenere la concentrazione degli inquinanti entro i valori fissati, le regioni impongono il rispetto di specifici valori delle corrispondenti emissioni originate dagli impianti industriali o di pubblica utilità: detti valori sono determinati sulla base delle migliori tecnologie di abbattimento disponibili (si richiama in proposito il D.M. 12 luglio 1990). Viene quindi a cadere la necessità di avere un limite di "immissione" al perimetro industriale, essendo sufficiente - per la individuazione e la fissazione del limite di emissione al singolo camino - la verifica di rispetto o meno dello standard qualitativo.

Il **D.M. 15 aprile 1994** definisce i livelli di attenzione e di allarme per gli inquinanti atmosferici nelle aree urbane e nelle zone a rischio individuate dalle regioni (tab. 45.VIII). Tali livelli corrispondono a concentrazioni di inquinanti che determinano rispettivamente stati di attenzione e di allarme: il primo di tali stati coincide con una situazione di inquinamento che, se persistente, determina il rischio che si raggiunga lo stato di allarme, cioè un inquinamento suscettibile di determinare una condizione di rischio ambientale e sanitario. Quando la rete di monitoraggio all'uopo predisposta in un'area urbana o in una zona a rischio rileva uno stato di attenzione e di allarme, l'autorità competente adotta provvedimenti per prevenire episodi acuti di inquinamento atmosferico e per rientrare nei limiti della norma.

Per quanto riguarda l'inquinamento atmosferico all'interno degli ambienti di lavoro, la legislazione italiana si è finora limitata a precisare valori limite di esposizione all'inquinamento da amianto e da piombo. Infatti, il **decreto legislativo 15 agosto 1991, n. 277** attua le direttive CE in materia di protezione dei lavoratori contro i rischi derivanti da esposizione ai suddetti agenti inquinanti durante il lavoro.

Per il piombo metallico e i suoi composti ionici, il suddetto decreto precisa che l'esposizione dei lavoratori al piombo nell'aria non può superare il valore di $150 \mu\text{g}/\text{m}^3$ di aria (media ponderata su 8 ore giornaliere), mentre i valori limite di esposizione alla polvere di amianto (sempre come media ponderata su 8 ore al giorno) sono:

- a) $0,6 \text{ fibre}/\text{cm}^3$ di cristallo;
- b) $0,2 \text{ fibre}/\text{cm}^3$ per tutte le altre varietà di amianto.

Se le concentrazioni rilevate superano i valori sopra riportati, il datore di lavoro deve rimuovere le cause dell'evento adottando misure adeguate; di queste informa i lavoratori od i loro rappresentanti.

Per tutti gli altri inquinanti si deve ricorrere a norme o regolamenti stranieri, in particolare statunitensi.

L'American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH) ha pubblicato ed aggiorna regolarmente i valori delle concentrazioni tollerabili, integrate nel tempo, per le polveri, i fumi ed i gas; tali valori sono comunemente denominati **T.L.V. (Threshold Limit Values)** e rappresentano la **concentrazione media nel corso dell'intero turno di lavoro**: essi si ricavano moltiplicando le varie concentrazioni per i relativi tempi di esposizione e dividendo il prodotto per il tempo totale del turno di lavoro; non hanno quindi nulla a che vedere con le **massime concentrazioni ammissibili** denominate **M.A.C. (Maximum Allowable Concentration)**, corrispondenti alla **concentrazione che, per ogni determinata sostanza, non può venire superata neanche per un breve periodo di tempo.**

Tabella 45.V - Valori limite di qualità dell'aria vigenti in Italia (valori espressi in $\mu\text{g}/\text{m}^3$).

Inquinante	Parametro	Valore limite
Biossido di zolfo (SO ₂)	Mediana delle concentrazioni medie di 24 ore nell'arco di 1 anno.	80
Biossido di zolfo (SO ₂)	98° percentile delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno	250
Biossido di zolfo (SO ₂)	Mediana delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate durante l'inverno.	130
Biossido di azoto (NO ₂)	98° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno.	200
Monossido di carbonio (CO)	Concentrazione media su 8 ore.	10
Monossido di carbonio (CO)	Concentrazione media su 1 ora.	40
Ozono O ₃	Concentrazione media di 1 ora da non raggiungere più di una volta al mese.	200
Particelle sospese	Media aritmetica di tutte le concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno.	150
Particelle sospese	95° percentile di tutte le concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno.	300
Piombo	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate in 1 anno.	2
Fluoro	Concentrazione media di 24 ore.	20
Fluoro	Media delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate in 1 mese.	10
Idrocarburi totali (escluso il metano) espressi come C.	Concentrazione media di 3 ore consecutive.	200 (1)

(1) Limite da adottare quando si verificano superamenti significativi del limite per l'ozono.

Tabella 45.VI - Valori guida di qualità dell'aria previsti in Italia (valori in $\mu\text{g}/\text{m}^3$).

Inquinante	Parametro	Valore guida
Biossido di zolfo (SO_2)	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 1 anno	40 ÷ 60
Biossido di zolfo (SO_2)	Valore medio delle 24 ore.	100 ÷ 150
Biossido di azoto (NO_2)	50° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno.	50
Biossido di azoto (NO_2)	98° percentile delle concentrazioni medie di 1 ora rilevate durante l'anno.	135
Particelle sospese (1)	Media aritmetica delle concentrazioni medie di 24 ore rilevate nell'arco di 1 anno.	40 ÷ 60
Particelle sospese (1)	Valore medio delle 24 ore.	100 ÷ 150

(1) Misurate con il metodo dei fumi neri.

Nella tab. 45.IX sono riportate le concentrazioni di sicurezza (**T.L.V.**) per alcune sostanze che possono inquinare gli ambienti industriali: l'esposizione a tali concentrazioni per tutta la vita lavorativa, per otto ore al giorno e per quaranta ore settimanali, non dovrebbe alterare lo stato di salute. Se nell'aria ambiente sono contemporaneamente presenti più inquinanti, l'esposizione complessiva viene calcolata come somma dei rapporti tra la concentrazione dei singoli inquinanti ed il rispettivo T.L.V.

Deve risultare :

$$\frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \dots + \frac{C_n}{T_n} \leq 1$$

dove:

C_1, C_2, \dots, C_n = valori di concentrazione rilevati per i singoli inquinanti;

T_1, T_2, \dots, T_n = valori dei corrispondenti T.L.V.

Tabella 45.VII Standard di qualità dell'aria adottati dalla CE (valori in $\mu\text{g}/\text{m}^3$)

Inquinante	Periodo di riferimento	Valori limite	Valori guida
Biossido di zolfo (SO_2)	1 anno	80 (1)	40 – 60
	6 mesi inv.	130 (1)	
	1 anno	250 (2)	100 - 150
Polveri	1 anno	80 (1)	40 – 60
	6 mesi inv.	130 (1)	
	1 anno	250 (2)	100 - 150
Biossido di azoto (NO_2)	1 anno	200 (3)	135 (1)
Piombo (Pb)	1 anno	2	-

(1) 50-mo percentile dei valori medi giornalieri (24 h).

(2) 98-mo percentile dei valori medi giornalieri (24 h).

(3) 98-mo percentile dei valori orari annuali.

Come raccomandazione di carattere generale, è opportuno - ogni volta che si affrontano problemi di inquinamento dell'aria - aggiornarsi sulla normativa vigente in tale campo.

Tabella 45.VIII - Livelli di attenzione e di allarme per gli inquinanti atmosferici nelle aree urbane (valori in $\mu\text{g}/\text{m}^3$).

Inquinante	Livello di attenzione	Livello di allarme
Biossido di zolfo (media giornaliera).	125	250
Particelle sospese totali (media giornaliera).	150	300
Biossido di azoto (media oraria).	200	400 (1)
Monossido di carbonio (media oraria).	15.000	30.000
Ozono (media oraria).	180	360

(1) Non può essere superato per più di tre giorni consecutivi.

Concentrazioni di sicurezza per alcuni contaminanti dell'aria, secondo l'ACCIH.

SOSTANZA	TLV.	
	ppm	mg/m ³
Acetato di amile	100	532
Acetato di butile	150	713
Acetato di propile	200	835
Acetone	750	1780
Acido cloridrico	"C"	5
Acido solforico (nebbie)	—	1
Acroleina	0,1	0,23
Alcool propilico	200	492
Ammoniaca	25	17
Anidride carbonica	5000	9000
Anidride solforosa	2	5,2
Anilina	"Skin"	2
Benzene	"Skin"	10
Cianuri come CN	"Skin"	—
Cloro	"C"	0,5
Cromo (sali solubili) come Cr _{VI}	—	0,05
Etere etilico	400	1210
Fenolo	"Skin"	5
Ferro ossido (lumi di saldatura)	—	5
Formaldeide	"C"	0,3
Mercurio (composti inorganici) come Hg	—	0,025
Mercurio (composti organici) come Hg	"Skin"	0,001
Nerofumo	—	3,5
Oli minerali (nebbie)	—	5
Ozono	"C"	0,1
Ossido di carbonio	25	20
Piombo (composti inorganici) come Pb	—	0,15
Toluolo	"Skin"	50
Xilolo	"Skin"	100
Perlite, cemento Portland	1060 particelle/cm ³	
Mica	700 particelle/cm ³	
Amianto, talco (fibroso)	5 fibre/cm ³ >5 μm di lunghezza	
Grafite	530 particelle/cm ³	
Quarzo (SiO ₂):		
a) Limite numerico (numero di particelle per cm ³ di aria):	$T.L.V. = \frac{10.600}{\%SiO_2 + 10}$	
b) Limite ponderale (in mg/m ³):		
polveri totali:	$T.L.V._1 = \frac{30}{\%SiO_2 + 3}$	
polveri inalabili:	$T.L.V._2 = \frac{10}{\%SiO_2 + 2}$	
essendo:		
%SiO ₂ = percentuale di quarzo totale riscontrata su campioni prelevati nell'atmosfera;		
%SiO ₂ * = percentuale inalabile, cioè di diametro compreso fra 0,7 e 5 μm.		
Polveri inerti totali (contenenti <1% di quarzo):	≤10 mg/m ³ o ≤1060 particelle/cm ³ .	
"Skin":	indica che una certa quantità della sostanza può penetrare anche per via cutanea o attraverso le mucose superficiali (soprattutto gli occhi);	
"C":	indica sostanze fortemente irritanti per le quali il valore indicato in tabella è un "valore tetto" che non può venire superato neppure per breve tempo.	

Tabella 45.IV — Concentrazioni di sicurezza per alcuni contaminanti dell'aria, secondo l'ACGIH.

SOSTANZA	T.L.V.	
	ppm	mg/m ³
Acetato di amile	100	525
Acetato di butile	150	710
Acetato di propile	200	840
Acetone	1000	2400
Acido cloridrico	"C"	5
Acido solforico (nebbie)	—	1
Acroleina	0,1	0,25
Alcool propilico	200	500
Ammoniaca	25	18
Anidride carbonica	5000	9000
Anidride solforosa	5	13
Anilina	"Skin"	5
Benzene	"Skin"	10
Cianuri come CN	"Skin"	—
Cloro	1	3
Cromo (sali solubili) come Cr	—	0,5
Etere etilico	400	1200
Fenolo	"Skin"	5
Ferro ossido (fumi di saldatura)	—	5
Formaldeide	"C"	2
Mercurio (composti inorganici) ^come Hg	-	0,05
Mercurio (composti organici) come Hg	"Skin"	0,001
Nerofumo	-	3,5
Oli minerali (nebbie)	—	5
Ozono	0,1	0,2
Ossido di carbonio	50	55
Piombo (composti inorganici) come Pb	-	0,15
Toluolo	"Skin"	100
Xilolo	"Skin"	100
Perlite, cemento Portland	1060 particelle/cm ³	
Mica	700 particelle/cm ³	
Amianto, talco (fibroso)	5 fibre/cm ³ > 5 Mm di lunghezza	
Grafite	530 particelle/cm ³	
Quarzo (SiO ₂):	10.600	
a) Limite numerico (numero di particelle per cm di aria): T.L.V =	$\frac{10600}{\%SiO_2 + 10}$	
b) Limite ponderale (in mg/m ³):	$T.L.V._1 = \frac{30}{\%SiO_2 + 3}$	
polveri inalabili: T.L.V. ₂ =	$T.L.V._2 = \frac{10600}{\%SiO_2^* + 10}$	
essendo:		
%SiO ₂ = percentuale di quarzo totale riscontrata su campioni prelevati nell'atmosfera;		
%SiO ₂ * = percentuale inalabile, cioè di diametro compreso fra 0,7 e 5 µm.		
Polveri inerti totali (contenenti < 1% di quarzo): < 10 mg/m ³ o < 1060 particelle/cm ³ .		
"Skin": indica che una certa quantità della sostanza può penetrare anche per via cutanea o attraverso le mucose superficiali (soprattutto gli occhi);		
"C": indica sostanze fortemente irritanti per le quali il valore indicato in tabella è un "valore tetto" che non può venire superato neppure per breve tempo.		

45.5. PROPRIETÀ DINAMICHE DELLE EMISSIONI

In vista del controllo delle polluzioni nei locali di lavoro, rivestono la massima importanza le leggi del moto delle polveri, dei fumi e dei gas nell'aria ambiente.

Sia nel richiamare tali leggi, sia nella successiva trattazione, adotteremo il sistema tecnico, **ST**.

È noto che una particella microscopica, abbandonata in aria calma, non aumenta la sua velocità secondo la legge di gravità, ma raggiunge rapidamente la cosiddetta **velocità terminale**, costante e molto bassa (dell'ordine di pochi cm o mm all'ora); infatti, in conseguenza della relativamente grande area superficiale della particella per unità di massa, la resistenza dell'aria riesce a controbilanciare la forza di gravità.

Ciò spiega il motivo per cui polveri, fumi e gas possono rimanere nell'aria anche per lungo tempo.

Inoltre, la notevole resistenza dell'aria sulle piccole particelle costituenti le polluzioni rende difficoltosa la loro rimozione dall'atmosfera in cui si trovano disperse: le particelle più fini si possono addirittura considerare come facenti parte dell'aria.

La resistenza **R** dell'aria al moto (o, invertendo la direzione, ovvero il segno, la Forza di Trascinamento F_{tr} , esercitata dal fluido sulla particella) di una particella dipende dalla grandezza e dalla forma della particella stessa, dalla velocità di questa e dalla viscosità del mezzo:

$$(45.3) \quad -F_{tr} = F_{re} = R = \frac{C_r \rho_a s u^2}{2}$$

dove:

R = resistenza del mezzo (kg_f) [$1 kg_f = 9,81 N$];

C_r = coefficiente di resistenza (adimensionale);

$\rho_a = \gamma/g$ = massa volumica o densità dell'aria ($kg_f s^2/m^4$), con γ = peso dell'unità di volume di aria (kg_f/m^3) e $g = 9,81 m/s^2$ = accelerazione dovuta alla gravitazione terrestre⁴;

s = area della particella misurata normalmente alla direzione del moto (m^2);

u = velocità della particella rispetto all'aria (m/s).

Il coefficiente C_r varia con il **numero di Reynolds** $Re = \frac{\rho_a u d}{\eta}$

(d = diametro medio della particella in metri;

u = velocità della particella rispetto all'aria (m/s),

ρ_a = massa volumica o densità dell'aria ($kg_f s^2/m^4$),

η = coefficiente di viscosità **dinamica** dell'aria in $kg_f s/m^2 = Pa s$)

e con la forma della particella.

Tabella 45.X - Valori di γ , ρ , η , ν per l'aria a $10^5 Pa$ di pressione e a varie temperature.

⁴ La densità dell'aria ρ_a (massa dell'unità di volume), come del resto il peso specifico e le viscosità dinamica η e cinematica ν , variano con la temperatura (tab. 45.X) e la pressione. $\rho_a 1kg_f s^2/m^4 = 9,81 kg_m/m^3$.

t (°C) =	-20	0	20	40	60	80	100	200
γ (kg/m ³)	1,40	1,29	1,20	1,12	1,06	1,00	0,95	0,746
ρ $\left(\frac{\text{kgf s}^2}{\text{m}^4}\right)$	0,142	0,132	0,123	0,115	0,108	0,102	0,096	0,076
η 10 ⁶ $\left(\frac{\text{kgf s}}{\text{m}^2}\right)$	1,65	1,72	1,85	1,95	2,04	2,93	2,22	2,66
ν 10 ⁶ $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$	11,6	13,3	15.1	16.9	18.9	20.9	23.1	35.0

Caratteristiche e proprietà fisiche dell'aria (wikipedia)

Rapporto tra i calori specifici $c_p/c_v = 1,4$

Calore specifico a pressione costante $c_p = 1005 \text{ J} / (\text{kg} \times \text{K})$

Costante specifica dell'aria secca $R = 287.05 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$

Peso molecolare medio = 28,9644 Temperatura critica = -140,6 °C

Pressione critica = 3769,290 kPa

t (°C) =	0	10	15	20	30
γ (g kg _m /m ³)	12,6714	12,2206	12,005	11,809	11,417
ρ (kg _m /m ³)	1.293	1.247	1.225	1.205	1.165
$\eta_{\text{opp}} \mu$ (Pa·s)	1.71×10^{-5}	1.76×10^{-5}	1.78×10^{-5}	1.81×10^{-5}	86×10^{-5}
ν (μ / ρ) (m ² /s)	1.32×10^{-5}	1.41×10^{-5}	1.45×10^{-5}	1.50×10^{-5}	1.60×10^{-5}

Proprietà fisiche dell'aria in funzione della temperatura			
<u>Temperatura</u> (°C)	<u>Densità</u> ρ (kg/m ³)	<u>Viscosità dinamica</u> μ (Pa·s)	<u>Viscosità cinematica</u> $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (m ² /s)
0	1,29	1.71×10^{-5}	1.32×10^{-5}
10	1.247	1.76×10^{-5}	1.41×10^{-5}
15	1.225	1.78×10^{-5}	1.45×10^{-5}
20	1.205	1.81×10^{-5}	1.50×10^{-5}
30	1.165	1.86×10^{-5}	1.60×10^{-5}

Nei *moti aventi caratteristiche di turbolenza* (in pratica *per valori di $Re > 1000$*), C_r è praticamente costante: nel caso di particelle sferiche, $C_r \sim 0,44$, per cui la resistenza del mezzo (essendo $s = \pi d^2/4$) vale:

$$(45.4) \quad R_{\text{Turb.}} = 0,44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2$$

In *moto laminare* ($Re < 3$), C_r varia inversamente con Re :

$$C_r = \frac{24}{Re}$$

per cui:

$$(45.5) \quad R = k \eta d u$$

Nel caso di sfere $k = 3 \pi$. $R_{\text{Lamin.}} = 3\pi \eta d u$

Per *Re variabile approssimativamente fra 3 e 1000*, si può avere un *moto intermedio fra il laminare e il turbolento*. Per tale moto, la cui delimitazione rispetto agli altri due moti non è peraltro definibile con precisione, è stata ricavata la seguente espressione di C_r :

$$C_r = \frac{18.5}{Re^{0.6}}$$

per cui, nel caso di particelle sferiche, la resistenza del mezzo vale:

$$(45.6) \quad R = \frac{18.5 \pi}{2 \cdot 4} \rho_a^{0.4} u^{1.4} \eta^{0.6}$$

I. Sedimentazione

Definita la resistenza del mezzo in relazione al tipo di moto, consideriamo dapprima il caso della caduta libera delle particelle in aria calma.

La loro sedimentazione dipende ovviamente dalla forza di gravità.

Questa, nel caso di sfere ed, eventualmente trascurando la spinta di Archimede dell'aria (ρ_{fluido} trascurabile rispetto a ρ_m), vale (in kgf):

$$(45.7) \quad \frac{4}{3} \frac{\pi}{8} d^3 (\rho_{mat} - \rho_{fluid}) g = F_g = \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m g$$

dove, oltre ai simboli noti, ρ_m è la massa volumica della particella ($\frac{Kg_f s^2}{m^4}$).

Come si è accennato più sopra, quando la particella ha raggiunto la velocità terminale, la resistenza dell'aria equilibra l'attrazione terrestre.

Pertanto, si ottiene la velocità di sedimentazione delle particelle abbandonate in aria calma e in condizioni di moto stazionario uguagliando la resistenza dell'aria R e la forza di gravità F_g .

$$\frac{\pi}{6} d^3 (\rho_{mat} - \rho_{fluid}) g + C_D A \rho_{fluid} \frac{u^2}{2} = m a_y$$

trascurando il transitorio, di breve durata, fra l'altro, approssimando la differenza fra densità materiale e quella del fluido, a solo quella del materiale, ed approssimando la forma delle particelle a quella sferica, si ottiene:

$$C_D = \frac{\frac{\pi d^3 \rho_{mat} g}{6}}{\frac{\pi d^2}{4} \rho_{fluid} \frac{u^2}{2}} = \frac{\frac{d \rho_{mat} g}{3}}{\frac{\rho_{fluid} u^2}{4}} = \frac{4}{3} \frac{d \rho_{mat} g}{\rho_{fluid} u^2} \text{ nel caso di moto turbolento, } C_D \text{ vale } 0,44, \text{ da cui } \rightarrow$$

$$0.44 = \frac{4}{3} \frac{d \rho_{mat} g}{\rho_{fluid} u^2} \Rightarrow u^2 = u_t^2 = \frac{3 d \rho_{mat} g}{\rho_{fluid}} \Rightarrow$$

$$u_{t_Newton} = \sqrt{\frac{3 d \rho_m g}{\rho_f}} \approx \sqrt{3 dg \frac{(\rho_m - \rho_f)}{\rho_f}}$$

nel caso di moto laminare, $C_D = \frac{24}{Re} = \frac{24\eta}{\rho_f d_{part} u}$, da cui

$$\rightarrow \frac{24\eta}{\rho_f d_{part} u} = \frac{4}{3} \frac{d \rho_{mat} g}{\rho_{fluid} u^2} \Leftrightarrow u = \frac{d^2 g \rho_m}{3 \cdot 6 \eta} = u_{t_Stokes} = \frac{\rho_m g d^2}{18\eta}$$

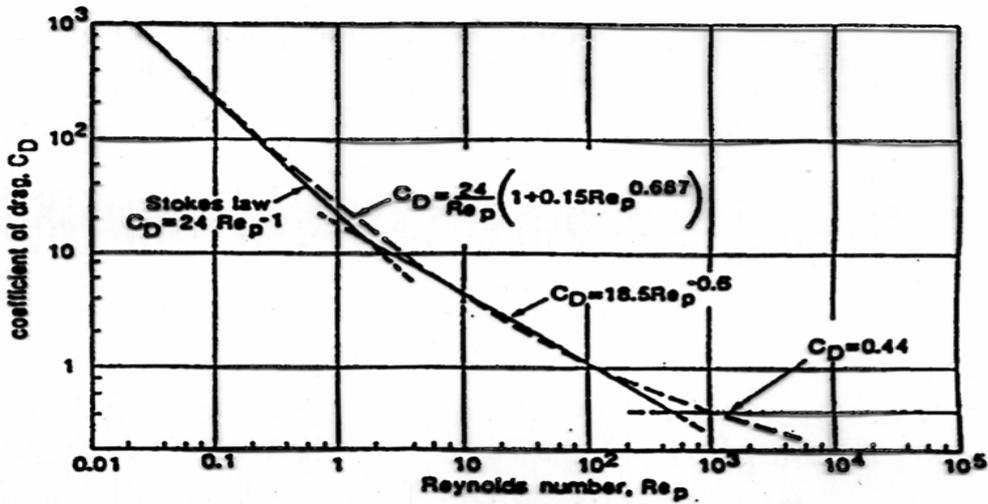


Figure 3.4 Some mathematical models of the relationship between C_D and Re_p .

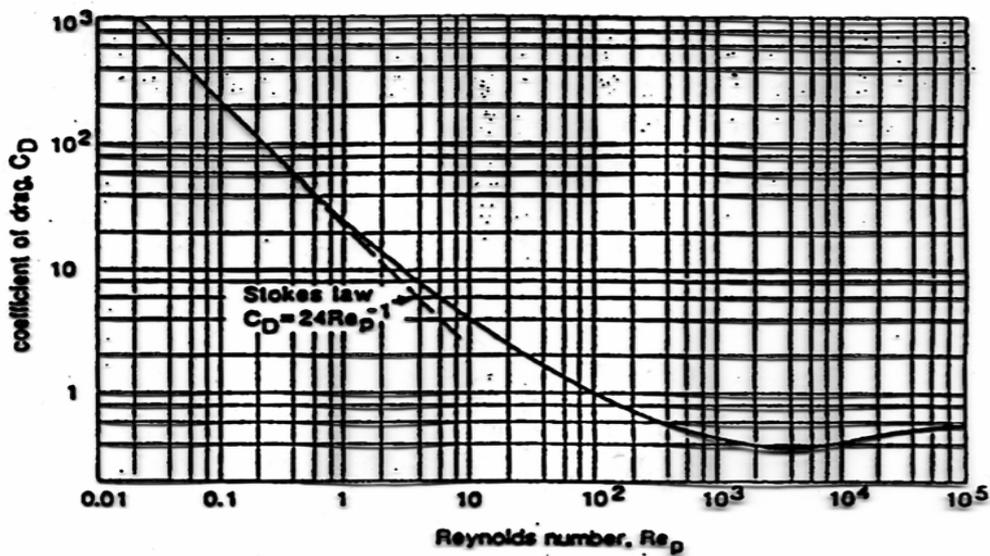


Figure 3.3 Dimensionless plot, from experimental data, of drag coefficient against Reynolds number for spheres moving in incompressible fluids.

In *regime turbolento* e sempre nel caso di sfere, essa vale (*LEGGE DI NEWTON*):

$$(45.8) \quad u_{t_Newton} = \sqrt{\frac{3\rho_m dg}{\rho_a}}$$

mentre in *regime laminare* (*LEGGE DI STOKES*):

$$(45.9) \quad u_{t_Stokes} = \frac{\rho_m g d^2}{18\eta}$$

$$u_{t_Newton} > u_{t_Stokes}$$

Quando le particelle sono così piccole da risultare paragonabili al cammino libero medio delle molecole gassose, la resistenza del mezzo diminuisce e, di conseguenza, la velocità terminale delle

particelle risulta superiore a quella valutata con la legge di Stokes.

Questa situazione si verifica nella parte inferiore della zona caratterizzata dalla legge di Stokes: per la stessa è stato proposto il seguente fattore di correzione della velocità (*fattore di Cunningham*):

$$k_C \approx 1 + 2,5 \frac{\lambda}{d}$$

essendo λ il cammino libero medio delle molecole gassose: nell'aria in condizioni "standard" (20°C, 10⁵ Pa, umidità relativa 50%, $\gamma = 1,20 \text{ kg}_f/\text{m}^3$), $\lambda \approx 6,5 \cdot 10^{-6} \text{ cm}$;

quindi per $d = 0,1 \text{ }\mu\text{m}$, $k_C \approx 2,87$, mentre per $d = 1 \text{ }\mu\text{m}$, $k_C \approx 1,16$.

Particelle ancora più piccole ($d < \mu\text{m}$), essendo soggette agli urti provocati dalle molecole gassose, acquistano un moto oscillatorio casuale, noto come *moto Browniano*.

NOTA: Leggere soltanto

Le espressioni che forniscono l'*accelerazione* e lo *spazio percorso* da una particella nella sedimentazione naturale in aria calma si ottengono dalla $F = ma = mg - R$, essendo $m = w/g$ la massa della particella.

Così, in condizioni di moto turbolento e per particelle di forma sferica:

$$F = ma = mg - 0,44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2$$

dalla quale si ricava: $\frac{\pi}{6} d^3 \rho_m \rightarrow (0,44 \frac{\pi}{8} \rho_a d^2 u^2) / \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m = \frac{0,44 \pi \rho_a d^2 u^2}{8} \frac{6}{\pi \rho_m d^3} =$

$$\frac{0,44 \rho_a u^2}{8} \frac{6}{\rho_m d} = \frac{\rho_a u^2}{3 \rho_m d}$$

$$(45.10) \quad a = \frac{du}{dt} = g - \frac{1}{3} \frac{\rho_a}{\rho_m} \frac{u^2}{d}$$

$$(45.11) \quad s = \int_{t_0}^t u dt = \int_{u_0}^u u \frac{du}{\frac{du}{dt}} = \int_{t_0}^t \frac{u du}{g - \frac{1}{3} \frac{\rho_a}{\rho_m} \frac{u^2}{d}} = \frac{3}{2} \frac{\rho_a}{\rho_m} d \left[\ln \left| u^2 - \frac{3gd\rho_m}{\rho_a} \right| \right]_{u_0}^u$$

Analogamente, in regime laminare e sempre per particelle di forma sferica:

$$F = ma = mg - 3 \pi \eta 0,44 d u$$

per cui

$$(45.12) \quad a = \frac{du}{dt} = g - \frac{18 \eta}{\rho_m d^2} u$$

$$(45.13) \quad s = \int_{u_0}^u u \frac{du}{\frac{du}{dt}} = -g \left(\frac{\rho_m d^2}{18 \eta} \right)^2 * \left[\frac{18 \eta}{g \rho_m d^2} u + \ln \left| 1 - \frac{18 \eta}{g \rho_m d^2} u \right| \right]_{u_0}^u$$

la quale, introducendo il valore u_t della velocità terminale (45.9), diventa;

$$(45.13 \text{ bis}) \quad s = -\frac{u_t^2}{g} \left[\frac{u}{u_t} + \ln \left| 1 - \frac{u}{u_t} \right| \right]_{u_0}^u$$

Nel caso di particelle prodotte in corrispondenza di una sorgente con elevate velocità iniziali, lo studio del moto può svolgersi trascurando la forza di gravità: le equazioni del moto si possono ricavare dalle (45.10) ÷ (45.13), ponendo $g = 0$. Per particelle di forma sferica in moto turbolento risulta:

$$(45.14) \quad a = \frac{du}{dt} = \frac{1}{3} \frac{\rho_a}{\rho_m} \frac{u^2}{d}$$

$$(45.15) \quad s = \int_{t_0}^t u dt = 3 \frac{\rho_m}{\rho_a} d \ln \frac{u_0}{u} \approx 7 \frac{\rho_m}{\rho_a} d \lg \frac{u_0}{u}$$

Per particelle sferiche in moto laminare, si ottiene:

$$(45.16) \quad a = - \frac{3\pi g \eta d u}{w}$$

$$(45.17) \quad s = \int_{t_0}^t u dt = \frac{w(u_0 - u)}{g 3\pi \eta d} = \frac{\rho_m d^2 (u_0 - u)}{18\eta}$$

Poiché nell'aria, come si è detto, le particelle microscopiche raggiungono molto rapidamente la velocità terminale, nell'analisi del loro comportamento durante la caduta libera si può trascurare la fase di accelerazione. Per tutta l'altezza di caduta si può quindi considerare la velocità terminale⁵.

⁵ Ovviamente, non si può fare altrettanto per le particelle più grandi, aventi cioè massa tale per cui la resistenza dell'aria non equilibra più la forza peso.

Il grafico della figura 45.6 fornisce, in funzione della granulometria, la velocità di sedimentazione in aria calma di **particelle di quarzo aventi forma irregolare** (e quindi dotate di velocità di caduta minori di quelle che avrebbero particelle sferiche, sempre di quarzo e di pari diametro). Tale grafico mette anche in evidenza l'esistenza del moto intermedio fra il laminare (o di *Stokes*) e il turbolento (o di *Newton*), noto come *moto di Allen*.

Dalla figura si rileva inoltre che la zona del moto turbolento interessa le particelle di quarzo aventi una granulometria da 2 mm in su; quella del moto laminare include particelle di diametro medio inferiore a 85 μm (e approssimativamente superiore a 0,5 μm , valore al di sotto del quale il movimento delle particelle è condizionato non più dalla gravità, ma dalle correnti d'aria presenti nell'ambiente); infine, la zona intermedia comprende particelle da 85 a 2000 μm di diametro.

Molto grossolanamente, tale suddivisione vale anche per le particelle di forma irregolare costituite da minerali diversi dal quarzo.

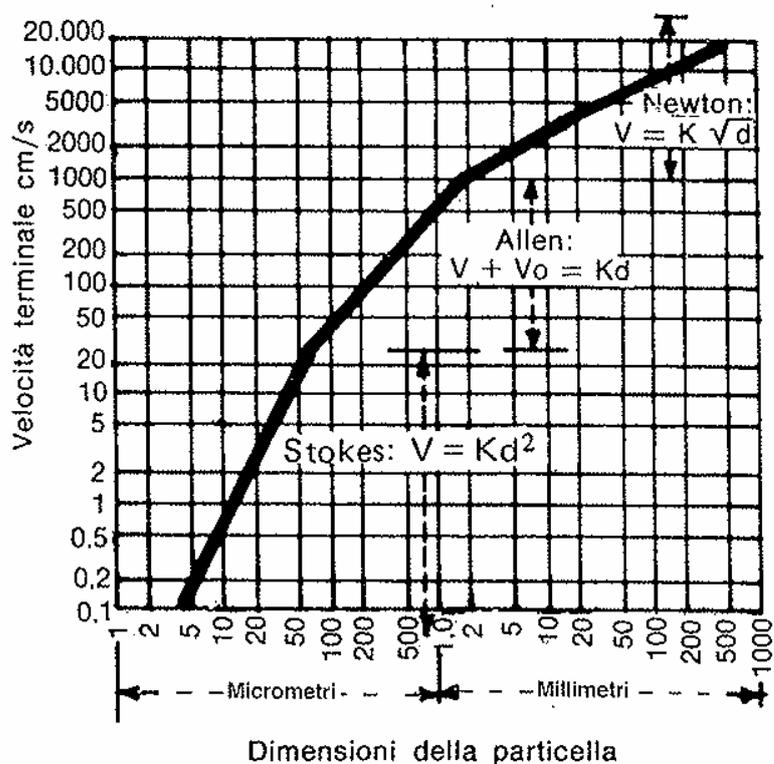


Fig. 45.6 - Velocità terminali di particelle di quarzo in aria calma a 20 °C.

II. Centrifugazione

Se le particelle costituenti le polluzioni si trovano immerse in una corrente d'aria avente movimento rotatorio, esse sono soggette ad una forza centrifuga che nel caso di sfere vale (trascurando la spinta d'Archimede dell'aria)

$$(45.18) \quad F_c = \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m r \omega^2$$

con

ω = velocità angolare (rad/s);

r = raggio della traiettoria della corrente (m).

In moto laminare, ponendo $F_{centr} \approx F_{attr} = F_{res}$, si ottiene

$$F_c c_{attr} = F_{attr} = c_{attr} \frac{4}{3} \frac{\pi}{8} d^3 \rho_m r \omega^2 = R_{Lam_sfere} = 3\pi d u \eta$$

$$(45.19) \quad c_{attr} F_c = c_{attr} \frac{\pi}{6} d^3 \rho_m r \omega^2 = R_{Lam_sfere} = 3\pi d u \eta = 3\pi d u_{ingr} \eta = 3\pi d u_{tg} \eta$$

$$\rightarrow u_{ingr} = \frac{\rho_m d^2 r \omega^2}{18\eta}$$

Dividendo e moltiplicando per g , si riconosce la espressione della **velocità terminale secondo Stokes**

Confrontando tale espressione con quella ottenuta per la velocità di caduta u_t di sfere soggette alla gravità in moto laminare, si perviene alla espressione:

$$(45.20) \quad u_{tan\ g} = \frac{r\omega^2}{g} u_{term} = \frac{v^2}{rg} u_{term}$$

dove v è la velocità della corrente che si muove di moto rotatorio.

Il termine v^2/rg prende il nome di *fattore di separazione* e misura l'efficacia della forza centrifuga rispetto alla forza di gravità al fine di separare particelle inquinanti da una corrente gassosa.

III. Urto

Se una corrente d'aria urta contro un ostacolo, essa viene deviata, mentre le particelle di polvere, a causa della loro maggiore inerzia, tendono a fermarsi contro l'ostacolo.

I separatori ad urto o inerziali si basano su tale principio.

La loro efficienza è misurata dal numero di particelle, trasportate dalla corrente d'aria, che urtano contro l'ostacolo.

Così, nel caso di una corrente d'aria che incontra un cilindro di diametro D (fig. 45.7), tutte le particelle che si vengono a trovare, a monte dell'ostacolo, tra le linee di flusso A e B, si raccolgono sul corpo cilindrico e l'efficienza del separatore è misurata dal rapporto H/D .

A seguito di prove sperimentali effettuate su correnti in regime di Stokes, si è trovato che l'efficienza di un separatore ad urto è funzione della espressione adimensionale:

$$(45.21) \quad F_{AttSepar} = \frac{u_t V_0}{gD}$$

dove:

u_t = velocità terminale di sedimentazione delle particelle sotto l'azione della gravità (m/s);

V_0 = velocità media della corrente d'aria che investe l'ostacolo (m/s);

g = accelerazione di gravità (m/s^2);

D = diametro o ingombro dell'ostacolo (m).

Tale risultato, evidenziato dalla fig. 45.8, può ritenersi applicabile, in prima approssimazione, anche nel caso di correnti d'aria in regime turbolento.

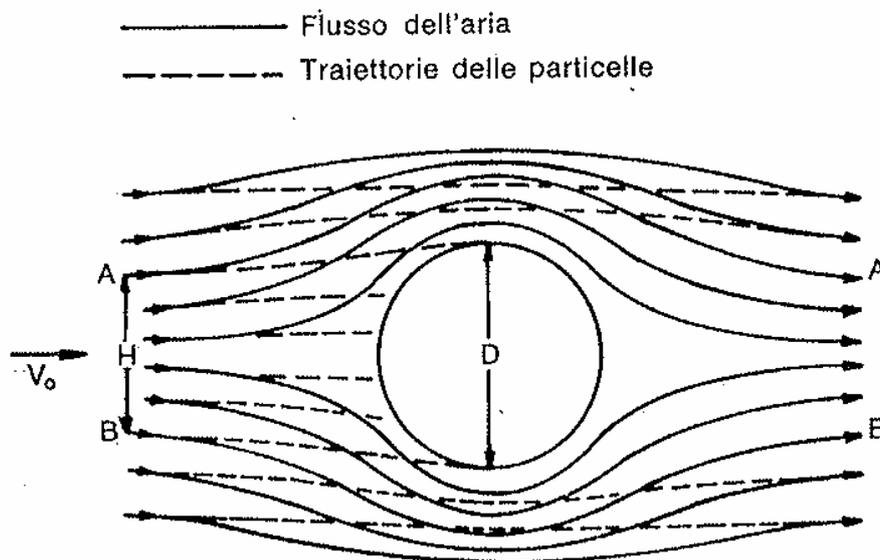


Fig. 45.7 - Separazione delle particelle di polvere trasportate da una corrente d'aria per urto contro un corpo cilindrico.

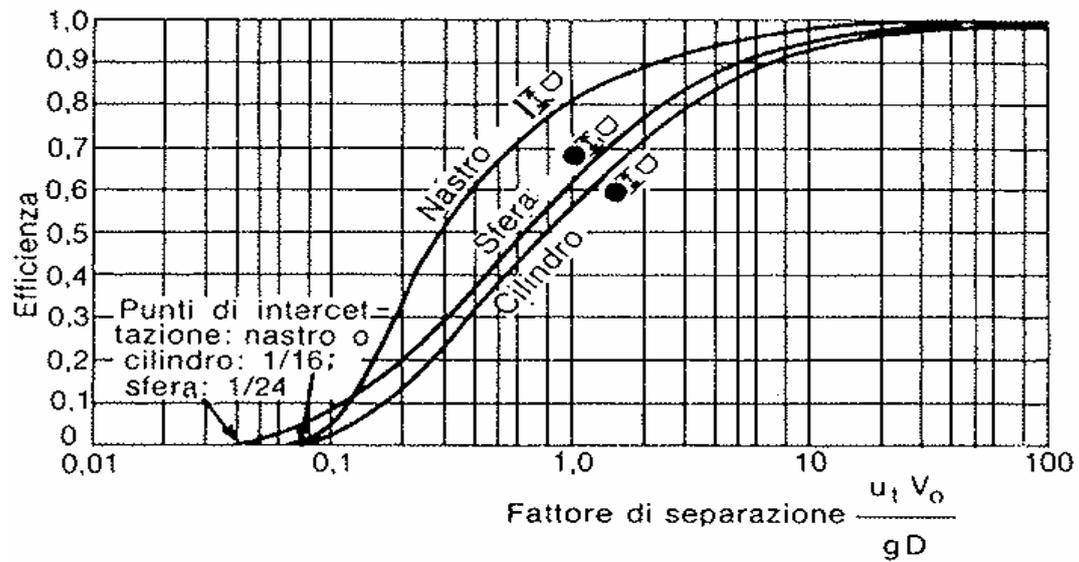


Fig. 45.8 - Curve dell'efficienza di separazione di particelle microscopiche (contenute in una corrente d'aria) ottenute con ostacoli aventi forma piana, sferica e cilindrica.

LEGGERE**IV. Campo elettrico**

Esaminiamo ancora il caso del moto in un campo elettrico (adottando, per l'occasione, il sistema cgs elettrostatico): le particelle che si trovano sospese in tale campo sono soggette ad una forza che le sposta verso gli elettrodi generatori del campo stesso per uno dei seguenti motivi:

- 1) se le particelle sono già cariche⁶, esse subiscono la forza del campo elettrostatico, forza che risulta proporzionale al valore locale del campo stesso ed alla preesistente carica delle particelle;
- 2) se le particelle non sono cariche, è sufficiente che il campo elettrico non sia omogeneo: in tale caso, infatti, le particelle vengono polarizzate e subiscono una forza proporzionale al gradiente del campo ed al loro coefficiente di polarizzazione⁷.

I depuratori elettrostatici, di cui si dirà più avanti, consistono essenzialmente in un campo elettrico trasversale alla direzione dei fumi e con un forte gradiente pur esso trasversale per sfruttare appieno la forza sul momento di dipolo.

Un campo siffatto si ottiene facilmente usando, come elettrodi, fili e piastre alternati: il campo elettrico tra un filo e una piastra è infatti fortemente disuniforme perché il suo flusso deve essere uguale sui due elettrodi e quindi la densità di flusso (cioè l'intensità del campo) cresce avvicinandosi al filo, che ha superficie minore.

L'esperienza indica che per particelle piccole (dimensioni inferiori a 1 μm) l'efficienza di separazione è indipendente dalle dimensioni delle particelle, mentre aumenta linearmente per diametri superiori a 1 μm .

Per ottenere la velocità di precipitazione, basta pertanto eguagliare il gradiente elettrico alla resistenza dell'aria.

In moto laminare, con riferimento a particelle sferiche (di diametro d)

$$F_c = E n e = 3 \pi \eta' d u$$

per cui

$$(45.22) \quad u = \frac{E n e}{3 \pi \eta' d}$$

dove:

η' = viscosità dell'aria misurata in poise ($\text{g}_m/\text{cm s}$);

E = intensità del campo elettrico (V/cm);

$n e$ = carica della particella ($\text{dyn cm}/\text{V}$), essendo n il numero di cariche elettriche elementari acquisite dalla particella ed e la carica elettrica elementare.

⁶ Le particelle di fumo possono acquisire tale carica elettrica, ad esempio, nei processi di combustione, per attrito o per scambio con le molecole ionizzate della fiamma.

⁷ Ricordiamo infatti che un corpo dielettrico, quando si trova in un campo elettrostatico, viene polarizzato per induzione dal campo stesso, vale a dire acquisisce un momento di dipolo elettrico proporzionale, perché le molecole vengono deformate od orientate dal campo stesso; il momento di dipolo indotto è proporzionale, in prima approssimazione, al valore del campo. Un dipolo elettrico poi, mentre in un campo perfettamente uniforme è soggetto solo ad una coppia che tutt'al più lo fa ruotare allineandolo al campo, in un campo disuniforme subisce una forza netta nella direzione in cui il campo cresce, perché le sue cariche, pur essendo uguali ed opposte, si trovano in posizione leggermente diversa e pertanto sono sottoposte a forze disuguali con una risultante diversa da zero.

La carica finale ⁸ acquisita da una particella sferica di diametro $> 1 \mu\text{m}$ che si venga a trovare in un campo elettrico vale

$$ne = \left[1 + 2 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - 2} \right] \frac{Ed^2}{4}$$

dove:

e = costante dielettrica della particella (adimensionale);

d = diametro della particella (cm).

La carica finale acquisita da una particella sferica di diametro $< 1 \mu\text{m}$ può invece essere misurata approssimativamente dalla seguente espressione empirica

$$ne = 3,4 \cdot 10^3 d T e$$

dove T è la temperatura assoluta in gradi centigradi e d è sempre misurato in cm.

Allora, la (45.22) diventa:

— per particelle di dimensioni $> 1 \mu\text{m}$

$$(45.23) \quad u = \left[1 + 2 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon - 2} \right] \frac{E^2 d}{12\pi\eta'}$$

— per particelle di dimensioni $< 1 \mu\text{m}$

$$(45.24) \quad u = \frac{1133EeT}{\pi\eta'}$$

Dalla (45.24) si rileva che la velocità delle particelle di diametro $< 1 \mu\text{m}$ in un campo elettrico è indipendente dal diametro. $1 \mu\text{m}$.

Se ne deduce che per particelle molto piccole l'efficienza di separazione può considerarsi indipendente dalle dimensioni delle particelle stesse.

La tab. 45.VI riporta i valori della velocità di particelle di vari diametri immerse in un campo elettrico di intensità pari a 10 volt/cm ed aventi una costante dielettrica = 4 (con aria a 20°C, 760 mm Hg e ad un grado medio di umidità).

La seguente espressione fornisce l'efficienza di separazione di depuratori elettrostatici

$$(45.25) \quad 1 - e^{-\frac{uA_e}{Q}}$$

dove:

u = velocità con cui la particella si dirige verso l'elettrodo (cm/s);

A_e = area dell'elettrodo su cui si raccolgono le particelle (cm²);

Q = portata d'aria (cm³/s).

TERMINE LETTURA

Tabella 45.VI — Velocità di precipitazione di particelle di diversi diametri in un campo elettrico (con $E = 10$ volt/cm, $e = 4$ ed aria "standard").

Diametro delle particelle μm	Velocità delle particelle cm/s
0,1	8,2
0.25	4.6
0.5	3.6
1	3,3
2.5	7.9
5	15.2
10	29.9
25	73,2

⁸ Tale carica è in pratica raggiunta dalla particella in una frazione di secondo.

45.6. EFFLUSSO E MOVIMENTO DEGLI AERIFORMI IN CONDOTTI

Si richiamano ancora le leggi fondamentali che regolano l'efflusso ed il moto in condotti dei fluidi gassosi, nell'ipotesi che tale moto avvenga in regime permanente ossia stazionario.

- 1) **Teorema di Torricelli** (fig. 45.9), valido anche per gli aeriformi, purché la differenza di pressione $p_1 - p_2$ sia molto piccola (come avviene, per esempio, negli impianti di ventilazione) in modo che si possa considerare il peso specifico praticamente costante:

$$v_2 = \sqrt{2gH_s}$$

dove:

v_2 = in corrispondenza della vena contratta (m/s);

g = accelerazione di gravità (9,81 m/s²);

H_s = differenza di pressione tra l'interno del recipiente e l'esterno (misurata in metri di colonna di fluido che effluisce).

Se si misurano le pressioni⁹ in kg_f/m² ovvero in mm di colonna d'acqua (a 4°C), si indica con γ il peso specifico dell'aeriforme (in kg_f/m³) e si pone

$$h_s = p_1 - p_2$$

risulta

$$H_s = \frac{h_s}{\gamma}$$

per cui:

$$(45.26) \quad v_2 = \sqrt{2g \frac{h_s}{\gamma}}$$

La velocità media v in corrispondenza del foro di efflusso può essere espressa in funzione della velocità v_2 :

$$(45.27) \quad v = C v_2 = C \sqrt{2g \frac{h_s}{\gamma}}$$

dove C è il cosiddetto **coefficiente di efflusso** (o **di ingresso**, se il flusso è diretto dall'esterno verso l'interno).

In molti casi pratici, per valori di h_s non superiori ad alcune centinaia di kg_f/m² (ovvero per valori di molto inferiori ad una atmosfera sopra la pressione atmosferica – pressioni relative) e per aria a 20°C e con umidità relativa del 60% ($\gamma \approx 1,20$ kg_f/m³), la (45.27) si può scrivere:

⁹ Di norma ci si riferisce alle pressioni relative. Ricordiamo che kg_f/m² = 9,8 Pa.

$$(45.28) \quad v \approx 4 C \sqrt{h_s}$$

Infatti, $2g/\gamma$ risulta $\approx 2 * 9,81/1,20 = 19,62/1,20 = 16,35 \approx 4^2$).

Tenendo conto delle (45.27) e (45.28), risulta

$$(45.29) \quad Q = A v \approx C A v_2 \approx 4 C A \sqrt{h_s}$$

dove:

Q = portata in volume del getto di fluido (m^3/s);

A = area della sezione del foro (m^2);

C = coefficiente di efflusso o di ingresso o di portata: è misurato dal rapporto fra la portata effettiva e quella teorica calcolata in base alla (45.26).

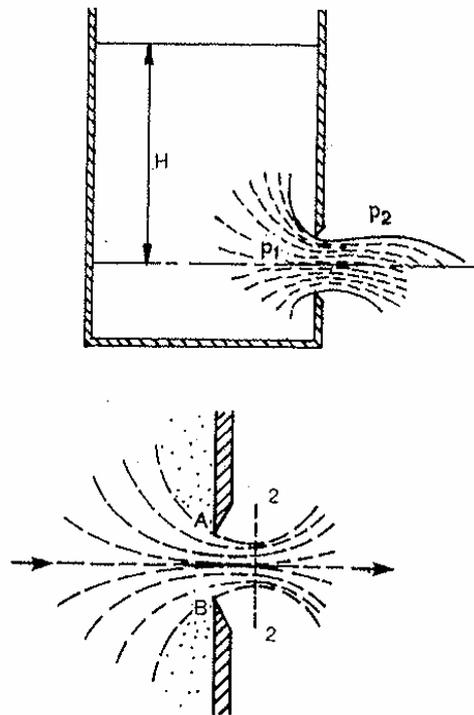


Fig. 45.9 - Efflusso di un fluido attraverso un foro praticato nella parete (sottile) di un recipiente.

Il *coefficiente di efflusso* o di ingresso C , riducendo la velocità nella sezione dell'apertura, produce il medesimo effetto di **una perdita di pressione** ovvero di una **perdita di carico**.

2) Prima equazione del movimento di un fluido in un condotto o di continuità

$$(45.30) \quad \rho A v = \dot{G} = \text{costante}$$

dove:

ρ = massa volumica del fluido ($\text{kg}_f \text{s}^2/\text{m}^4$) nelle condizioni di temperatura e pressione esistenti in una sezione qualunque del condotto;

A = area di una sezione normale qualunque del condotto (m^2);

v = velocità media del fluido (m/s);

\dot{G} = peso di fluido che attraversa la sezione A nell'unità di tempo ($\text{kg}_f\text{s}/\text{m}$).

3) Seconda equazione del moto di un fluido in un condotto o equazione di Bernoulli o dell'energia o dell'energia cinetica (fig. 45.10):

$$(45.31) \quad \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + (z_2 - z_1) + W$$

dove:

p = pressione del fluido in una sezione qualunque del condotto ($\text{kg}_f/\text{m}^2 = \text{mm H}_2\text{O}$);

z = livello verticale baricentro della sezioni normale al moto del fluido (m);

W = energia consumata per vincere le resistenze passive che si oppongono al movimento, misurata in metri di colonna di fluido.

Se, *e solo se*, si può considerare costante il peso specifico del fluido, $\gamma = \text{cost.}$, la (45.31) diventa:

$$\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = z + W$$

ovvero, dal momento che *per fluidi gassosi* z può essere trascurato:

$$(45.32) \quad \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) = W$$

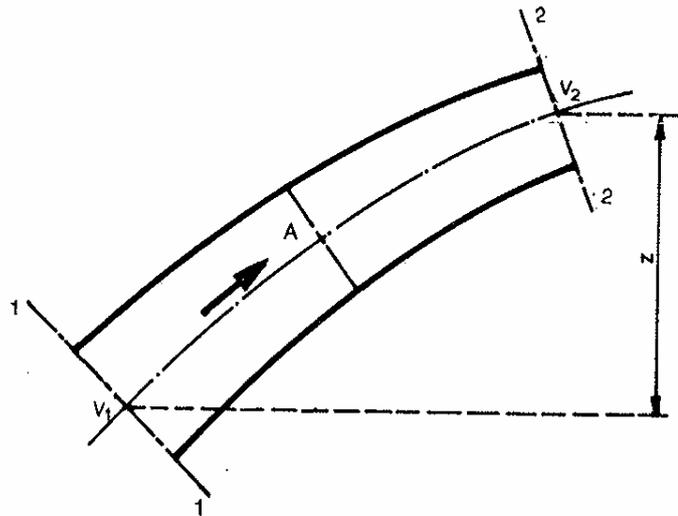


Fig. 45.10 - Tronco di condotto compreso fra due sezioni generiche 1 e 2.

Si chiama **pressione totale** H_t in una sezione qualunque del condotto la somma $\left(\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}\right)$ della **pressione statica** o **di attrito** $H_s = \left(\frac{p}{\gamma}\right)$ e della **pressione dinamica** o **altezza cinetica** $H_v = \left(\frac{v^2}{2g}\right)$.

Tanto p/γ quanto $v^2/2g$ sono misurate in metri.

Per esprimerle in **mm di colonna di acqua** ovvero in kgf/m^2 ($1 \text{ kgf/m}^2 = 9,8 \text{ Pa} = 1 \text{ mm colonna acqua}$), si deve scrivere:

$$h_s = p; \quad h_v = \gamma \frac{v^2}{2g}; \quad h_t = p + \gamma \frac{v^2}{2g}$$

Allora, la pressione dinamica, se ci riferiamo ad aria alla pressione di 10^5 Pa , a 20°C e con umidità relativa del 60%, vale

$$(45.33) \quad h_v = 1.20 \frac{v^2}{2g} \approx \left(\frac{v}{4}\right)^2$$

dalla quale si ricava la

$$(45.34) \quad v \approx 4 \sqrt{h_v}$$

E poiché $Q = Av$, risulta anche

$$(45.35) \quad Q \approx 4 A \sqrt{h_v}$$

La misura delle tre pressioni può effettuarsi con manometri disposti come indicato in fig. 45.11.

Se è il tubo a sezione costante ($v_1 = v_2$) ed il fluido gassoso, la (54.32) diventa:

$$(45.32 \text{ bis}) \quad \left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right) = W$$

Esprimendo la differenza fra le pressioni in mm di colonna d'acqua ($1 \text{ mm H}_2\text{O} = 9,8 \text{ Pa}$), la (45.32 bis) si scrive:

$$(45.37) \quad p_1 - p_2 = \gamma W$$

Pertanto, la differenza tra le pressioni statiche $p_1 - p_2$ (cioè la perdita di carico) viene spesa per vincere le resistenze passive che si oppongono al moto.

Tali resistenze passive sono dovute a:

- resistenze di attrito;
 - resistenze dovute a cambiamenti di sezione;
 - resistenze dovute a cambiamenti di direzione;
 - resistenze dovute a ostacoli quali filtri o griglie.
- } resistenze accidentali o localizzate

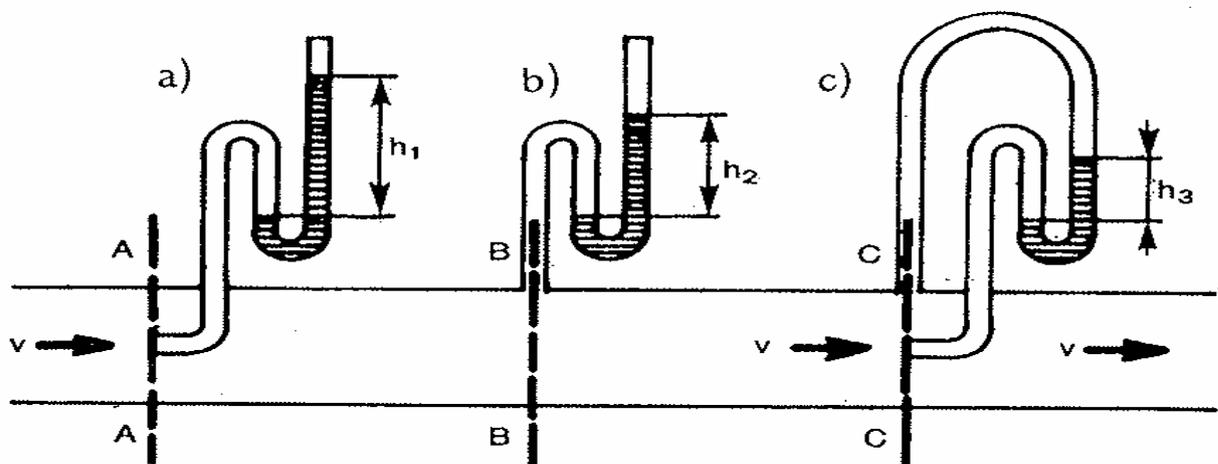


Fig. 45.11 - Modalità di misurazione delle pressioni in un condotto: a) TOTALE; b) STATICA; c) DINAMICA.

Come già ricordato, la perdita di carico (o di pressione) per attrito in un condotto rettilineo può essere calcolata mediante la *legge di Fanning - Darcy*.

$$(45.37) \quad h = \lambda \frac{L}{D} \quad \gamma \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{L}{D} h_v$$

dove:

$v =$ velocità media del fluido (m/s);

- L = lunghezza del condotto (m);
 D = diametro (costante) di condotto a sezione circolare ovvero diametro medio di condotto a sezione non circolare (m).

Com'è noto, il valore di λ (*coefficiente di attrito del movimento entro condotti*) dipende principalmente da natura, stato di levigatezza, incrostazioni della superficie interna del tubo;

decrece con l'aumentare della velocità e del diametro.

$$\lambda \downarrow \quad \text{se} \quad v \uparrow \quad \text{o} \quad D \uparrow$$

Nel regime turbolento, λ è dato dalle espressioni di Darcy, Weisbach, Rietschel, ecc.

Per valori normali della velocità dell'aria (15 - 20 m/s) e per condotti in lamiera zincata, si possono assumere i valori di λ forniti dalla tab 45.XI.

Tabella 45.XI - Valori del coefficiente di attrito del movimento entro condotti in lamiera zincata e per valori della velocità dell'aria compresi fra 15 e 20 m/s.

Diametro del condotto m	Coefficiente di attrito
$D_{\min} = 0,075$	$\lambda_{\max} = 0,0215$
0,100	0,0205
0,125	0,0191
0,150	0,0182
0,175	0,0175
0,200	0,0168
0,225	0,0161
0,250	0,0160
0,275	0,0158
0,300	0,0155
0,350	0,0150
0,400	0,0145
0,450	0,0140
0,500	0,0137
0,625	0,0131
0,750	0,0127
0,875	0,0123
$D_{\max} = 1,000$	$\lambda_{\min} = 0,0118$

Ricordiamo ancora che la perdita di carico dovuta all'attrito in un condotto metallico di sezione circolare può essere valutata con la seguente formula ricavata sperimentalmente e valida per aria fredda e calda:

$$(45.38) \quad h = 8.12 * 10^{-4} \gamma^{0.852} \frac{v^{1.924}}{D^{1.281}} L$$

dove

h è espresso in kgf/m^2 ,
 v in m/s
 D in m.

Come si ricorderà, l'espressione (45.38) è stata utilizzata per costruire il diagramma di fig. 29.7.

Il diagramma di fig. 45.12 consente di ricavare direttamente le perdite di pressione dovute all'attrito dell'aria in **condotti metallici**.

Nel caso del moto di aeriformi (ossia di fluidi che riempiono completamente il condotto), se il condotto ha sezione di forma diversa da quella circolare (normalmente, quadrata o rettangolare), si assume come valore di D quello del diametro equivalente D_{equiv} ,

definito come

il diametro del condotto circolare che, a parità di portata d'aria, determina la stessa caduta di pressione.

Risulta, com'è facile dimostrare

$$D_{\text{equiv}} = \frac{4A}{P}$$

dove:

A = sezione interna del condotto;
P = perimetro interno del condotto.

Perciò,

nel caso di un condotto a *sezione quadrata* di lato a, risulta $D = a$ ($D = 4a^2/4a$),

mentre

per un condotto a *sezione rettangolare* di lati a, b si ha $D = \frac{2a*b}{(a+b)} = \frac{4a*b}{2(a+b)}$.

Le perdite di carico dovute a cambiamenti di sezione e di direzione, curve, ti, ecc. (*perdite di carico accidentali o localizzate*) si possono calcolare o ricorrendo alle lunghezze equivalenti (tab. 45.XII) oppure tenendo presente che le perdite localizzate sono in prima approssimazione proporzionali alla pressione dinamica dell'aria

$$(45.39) \quad h = j \gamma \frac{v^2}{2g} \quad (\text{kgf/m}^2)$$

dove j è il cosiddetto *fattore di perdita di carico*.

Quando si applichi la (45.39), grafici o tabelle forniscono i valori di j per i vari tipi di resistenze accidentali: si vedano in proposito le tabelle 29.VIII, 29.IX, 29.X e gli altri valori di j riportati nel capitolo dedicato ai trasporti pneumatici; per maggior praticità, abbiamo raccolto nella tab. 45.XIII i valori di j per le resistenze accidentali più correnti.

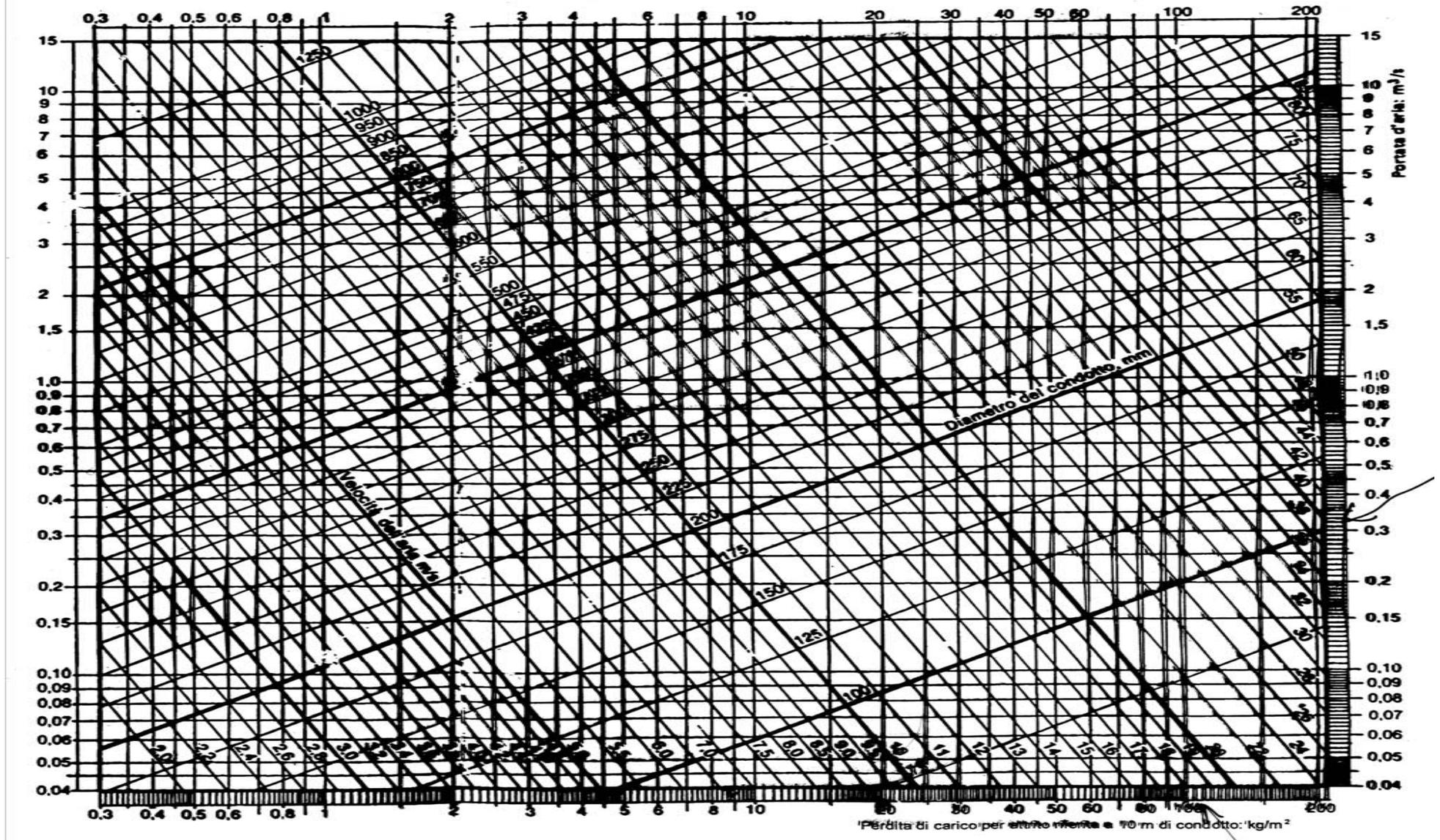
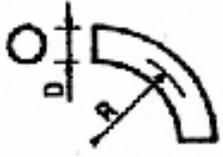


Fig. 45.12 - Diagramma per la determinazione delle perdite di carico dovute all'attrito dell'aria standard ($\gamma = 1,20 \text{ kg/m}^3$) in condotti metallici a sezione circolare. Per condotti di sezione diversa, si consideri il diametro equivalente $D = 2 ab/(a+b)$.

Tabella 45.XII - Perdite di carico dovute a resistenze accidentali espresse in lunghezze equivalenti.
L = lunghezza equivalente addizionale.

Tipo di resistenza accidentale	Figura	Caratteristiche	L/D	
Curva a 90° (*) Sezione circolare		gomito (R= k D) R/D = 0,75 R/D = 1,00 R/D = 1,50 R/D = 2,00	L = k' D 65 23 17 12 10	
Curva a 90° (*) Sezione rettangolare		H/W R/W (**)	L/W	
		0.25	gomito 0,50 0,75 1,00 1,50	25 25 12 7 4
		0.50	gomito 0,50 0,75 1,00 1,50	49 40 16 9 4
		1.00	gomito 0,50 0,75 1,00 1,50	75 50 21 11 4.5
		4.00	gomito 0,50 0,75 1,00 1,50	110 65 43 17 6
Gomito con alette		Come valore di queste resistenze, si consideri 'analogia curva.		
Ti curvilineo				

(*) Per curve di angolo $\alpha \neq 90^\circ$, si moltiplica la perdita di una curva a 90° per $\alpha/90^\circ$.

{**} Si noti la convenienza di adottare il rapporto R/W— 1,5 cui corrisponde un minimo di L/W.

Tanto se si ricorre alle lunghezze equivalenti quanto se si adotta la (45.39), le perdite di carico dovute alle resistenze accidentali si sommano alle perdite per attrito calcolate per l'intera lunghezza del condotto, ivi compresa la lunghezza di curve, raccordi, gomiti, ecc.

Una **perdita di carico localizzata** che qui ci interessa in modo particolare, è quella che si registra **in corrispondenza di una cappa aspirante**, con fluido costituito da aria (fig. 45.13): fra l'esterno e l'imbocco del condotto in cui la cappa si immette, tenendo presente che v_1 , è praticamente trascurabile, si ha, dalla (45.32):

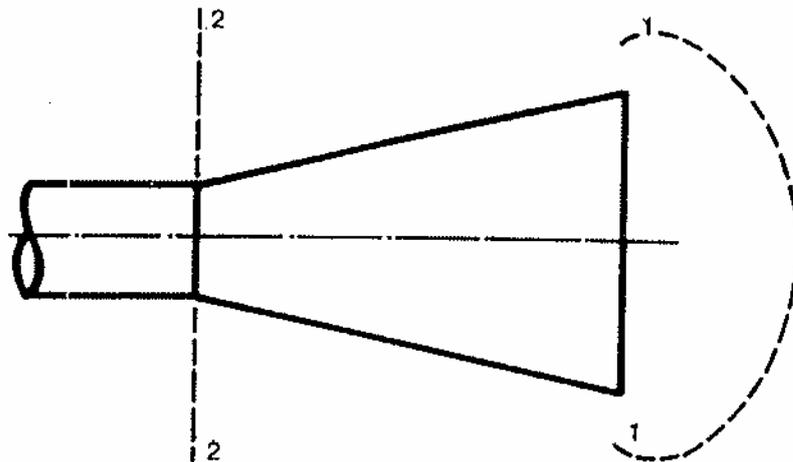


Fig. 45.13 - Schema di una cappa aspirante.

$$(45.40) \quad \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + W$$

dove W rappresenta appunto la perdita di carico nella cappa.

Se, anziché in metri di colonna d'acqua, si esprimono le pressioni in kg_f/m^2 , la (45.40) diventa

ovvero

$$(45.41) \quad p_1 - p_2 = \gamma \frac{v_2^2}{2g} + j\gamma \frac{v_2^2}{2g} = (1+j)\gamma \frac{v_2^2}{2g}$$

ovvero

$$(45.41 \text{ bis}) \quad h_{s_2} = (1+j)h_{v_2} \quad \textit{depressione da assegnare alla cappa}$$

nella quale la perdita di carico localizzata γW è stata espressa in funzione della pressione dinamica attraverso il *fattore di perdita di carico*, mentre h_{s_2} misura la depressione all'inizio del condotto (sezione 2-2) rispetto all'esterno.

Tabella 45.XIII - Valori del fattore di perdita di carico j per condotti a sezione circolare, quadrata o rettangolare

a) Variazioni di sezione			
Aumento di sezione raccordato		$\beta < 5^\circ$	$j \approx 0$
		$\beta = 5^\circ$	$j = 0,17$
		$\beta = 7^\circ$	$j = 0,22$
		$\beta = 10^\circ$	$j = 0,28$
		$\beta = 20^\circ$	$j = 0,45$
		$\beta = 30^\circ$	$j = 0,59$
		$\beta = 40^\circ$	$j = 0,73$
Diminuzione di sezione raccordata		$\beta < 30^\circ$	$j_2 \approx 0$
		$\beta = 30^\circ$	$j_2 = 0,02$
		$\beta = 45^\circ$	$j_2 = 0,04$
		$\beta = 60^\circ$	$j_2 = 0,07$
Variazione di sezione raccordata, con aree costanti alle estremità		$\beta < 14^\circ$	$j = 0,15$

a) Variazioni di sezione

Aumento di sezione raccordato		$\beta < 5^\circ$ $j \approx 0$
		$\beta = 5^\circ$ $j = 0,17$
Diminuzione di sezione raccordata		$\beta < 30^\circ$ $j_2 \approx 0$
		$\beta = 30^\circ$ $j_2 = 0,02$
		$\beta = 45^\circ$ $j_2 = 0,04$
		$\beta = 60^\circ$ $j_2 = 0,07$
Variazione di sezione raccordata, con aree co- stanti alle estremità		$\beta \leq 14^\circ$ $j = 0,15$

b) Curve a 90°

	$R < 5D^*$ $j = 0,2$
	$R > 5D$ $j \approx 0$

* In ogni caso, le curve non dovrebbero mai avere raggi minori di 1,5 D.

c) Diramazioni

Riunione o divisione di due condotti

simmetrica

	$j = 1$
--	---------

asimmetrica

per il condotto deviato 1: $j_1 = 1,5$ per il condotto non deviato 2:					
$D_2 \approx$	$\approx D_1$	$> D_1$	$> 2D_1$	$> 3D_1$	$> 4D_1$
$j_2 \approx$	1	0,7	0,4	0,2	0,0

**d) Immissione di un condotto secondario
in un condotto principale, con velocità
dell'aria all'incirca eguali nei due condotti**

CONDOTTO PRINCIPALE

CONDOTTO SECONDARIO

A (Q_A) B (Q_B) C (Q_C)

Per angoli di immissione di 45°

Rapporto fra le portate nei due rami Q_A/Q_B	Fattore di perdita di carico j (da applicarsi alla h_v del condotto principale)
1	0,20
2	0,17
3	0,15
4	0,14
5	0,13
6	0,12
7	0,11
8	0,10
9	0,10
10	0,10

Per angoli di immissione diversi da 45° , le per-
dite variano proporzionalmente a $(1 - \cos \alpha)$:

Valori di α (in gradi)	Coefficiente di variazione di j (riferito ad $\alpha = 45^\circ$)
0	0
15	0,1
30	0,5
45	1,0
60	1,7
75	2,5
90	3,4

Le leggi sul movimento degli aeriformi che abbiamo sopra richiamato si riferiscono, com'è noto, ad aria pulita.

Esse però si possono applicare in prima approssimazione anche ad aria contenente polvere ed altre sostanze liquide o gassose purché il rapporto materiale trasportato/aria sia sufficientemente basso.

In merito, però, sussistono pareri discordanti. Diversi autori sostengono l'opportunità di tenere conto, nel caso del trasporto di fluidi non omogenei, di un coefficiente di maggiorazione delle perdite di carico nei condotti.

Proponiamo, per il caso in cui l'aria contenga particelle solide (polveri), l'impiego del diagramma di fig. 45.14, costruito sulla base di prove sperimentali: esso fornisce il valore di un coefficiente k , per il quale vanno moltiplicate le perdite di carico nei condotti dovute al solo flusso dell'aria, in funzione del rapporto dei pesi materiale/aria (ossia del rapporto fra il peso dell'inquinante trasportato nell'unità di tempo e il peso di aria necessaria per trasportarlo).

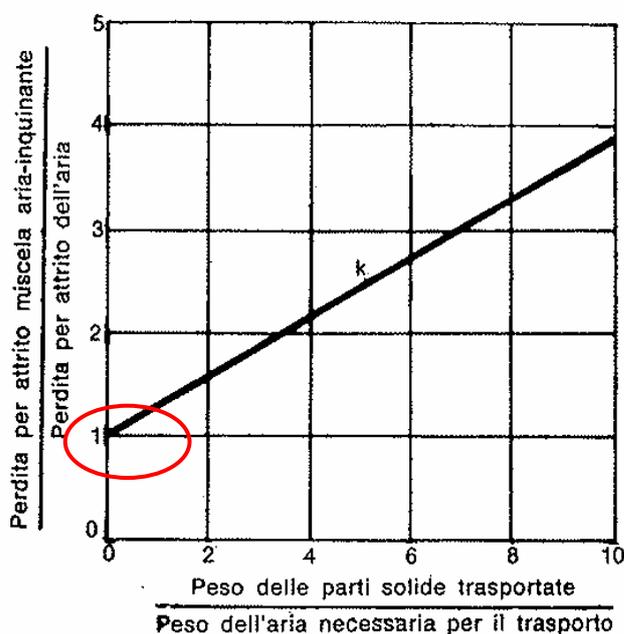


Fig. 45.14 - Coefficiente di moltiplicazione perdite di carico per flusso di aria pulita in condotti, per tener conto del fatto che nell'aria aspirata da ambienti inquinati sono presenti particelle solide.

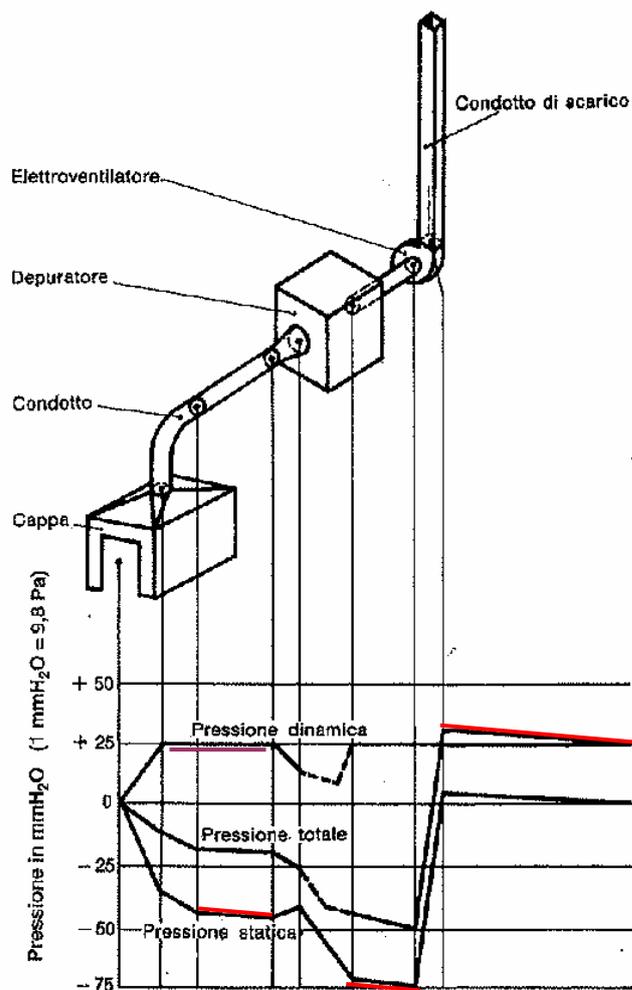


Fig. 45.15 - Schema di un impianto per l'aspirazione delle polluzioni prodotte da una lavorazione industriale, con l'indicazione dell'andamento delle pressioni.

45.7. PROGETTO DEGLI IMPIANTI DI ASPIRAZIONE

I. Tipi di cappe

Un impianto di aspirazione delle polluzioni atmosferiche ha la funzione di provocare un flusso d'aria fra la sorgente inquinante e una cappa di forma opportuna, sistemata il più vicino possibile alla sorgente, in modo da aspirare l'aria inquinata e impedire che questa si disperda nello spazio circostante.

La fig. 45.15 illustra schematicamente un impianto per l'aspirazione di polveri, fumi, gas. Nelle sue parti essenziali, un impianto del genere comprende, nel caso più generale:

- 1 o + cappe aspiranti;
- 1 o + condotti colleganti la o le cappe a un depuratore (separatore impurità contenute nell'aria);
- un elettroventilatore;
- un condotto per scarico in atmosfera dell'aria aspirata dal locale in cui si produce l'inquinante.
- a seconda delle caratteristiche dell'inquinante, può esserci o no il depuratore (per esempio, nel caso di fumi non nocivi si prevede a volte la loro aspirazione dal punto in cui si producono e, attraverso la cappa e i condotti, lo scarico diretto nell'atmosfera esterna).

Le **particelle di maggiori dimensioni** si disperdono nell'ambiente in conseguenza dell'energia cinetica ricevuta al momento della loro formazione.

La dispersione delle **particelle più piccole** è invece provocata dal movimento dell'aria in corrispondenza della sorgente di formazione. Di qui, l'importanza determinante, per un'efficiente aspirazione delle polluzioni prodotte da una o più sorgenti inquinanti, di circoscrivere e isolare quanto più possibile queste ultime con cappe, cabine o altre chiusure aventi lo scopo precipuo di impedire la dispersione di polveri, fumi o vapori nell'ambiente circostante.

È proprio ai fine di realizzare il massimo isolamento delle sorgenti inquinanti e quindi di impedire la dispersione nell'ambiente delle polluzioni prodotte dalle stesse, che si ricerca di volta in volta il tipo di cappa più adatto allo scopo.

In pratica, si hanno:

CLASSIFICAZIONE

- cappe installate direttamente sulle macchine (*cappe a cuffia*);
- cappe installate superiormente alle sorgenti inquinanti (*cappe a tetto* o *a baldacchino*);
- cappe a chiusura totale o parziale (*cappe a camera* o *cabine*);
- cappe tangenziali.

Le cappe installate a bordo delle macchine captano le polveri direttamente alla sorgente impedendone la dispersione nell'ambiente.

Le cappe disposte sopra la sorgente sono adottate specialmente per l'aspirazione di fumi, esalazioni e vapori più leggeri dell'aria.

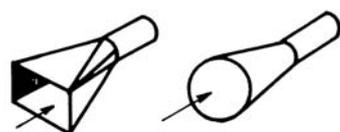
Le cabine (a chiusura totale o parziale) sono generalmente impiegate per impianti di verniciatura, saldatura, molatura.

Quando non è possibile racchiudere la fonte inquinante, né coprirla con cappe installate superiormente, si ripiega su cappe disposte lateralmente alla fonte stessa (**cappe tangenziali**).

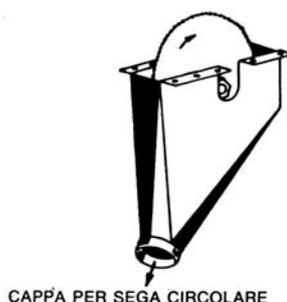
Le figg. 45.16 e 45.17 si riferiscono ad alcune cappe di corrente impiego negli impianti di aspirazione delle emissioni industriali.

Nella scelta e nel dimensionamento delle cappe si dovrebbero sempre tenere presenti i seguenti criteri fondamentali:

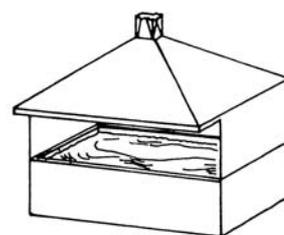
- applicare la cappa più vicino possibile alla sorgente di contaminazione, possibilmente includendovela;
- sistemare la cappa e configurarla in modo che le particelle inquinanti prodotte dalla sorgente si dirigano verso l'apertura aspirante (preferibilmente verso la parte centrale di essa);
- disporre la cappa in modo che l'operatore non si trovi mai fra la sorgente inquinante e la cappa stessa;
- limitare, con schermi o sipari, le correnti d'aria che possono disperdere le polluzioni;
- prevedere cappe con flange, al fine di ridurre la portata d'aria occorrente.



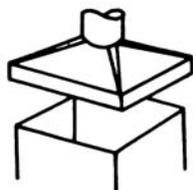
CAPPE A TRONCO DI PIRAMIDE E A TRONCO DI CONO PER ASPIRAZIONI LOCALI, SALDATRICI ELETTRICHE DI PICCOLE DIMENSIONI, ECC.



CAPPA PER SEGA CIRCOLARE



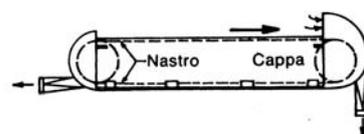
CAPPA A BALDACCHINO CON CHIUSURE POSTERIORI E LATERALI



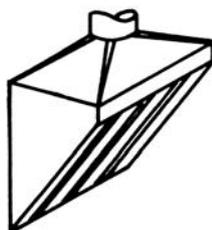
CAPPA A BALDACCHINO PER VASCHE, SE-TACCI, VAGLI, FORNI, ECC.



CAPPA TANGENZIALE SOPRA UNA VASCA DI LAVAGGIO O DI IMMERSIONE



CAPPA PER NASTRO TRASPORTATORE



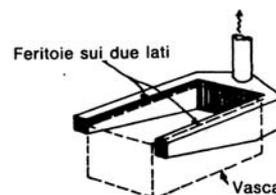
CAPPA TANGENZIALE PER DISTAFFATORI DI FONDERIA, BANCHI DI SALDATURA DI GRANDI DIMENSIONI, VASCHE



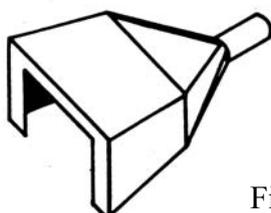
CAPPA A CUFFIA PER MOLATRICI E UTENSILI VARI



CAPPA DI ASPIRAZIONE SUL FIANCO POSTERIORE DI UNA VASCA CHE ESPANDE VAPORI O GAS



CAPPA DISPOSTA LUNGO I DUE FIANCHI DI UNA VASCA (CON FERITOIE SU ENTRAMBI I LATI)



CAPPA A CAMERA PER IMPIANTI I NICIATURA, MOLE PENDOLARI, EC...

CAPPE ASPIRANTI PER IMPIEGHI SPECIFICI

Fig. 45.16 - Alcuni tipi di cappe aspiranti.

Va da sé che, per rimuovere le particelle inquinanti dal punto in cui si formano, è necessario assicurare, in corrispondenza dello stesso, una velocità dell'aria (velocità di captazione) più elevata della velocità di fuga delle particelle.

Pertanto, i principali fattori che influiscono sulla efficienza di un impianto di aspirazione sono la forma della cappa o della chiusura attorno alla sorgente inquinante e la portata di aria aspirata.

La progettazione della cappa o chiusura richiede un accurato esame della sorgente inquinante e la ricerca della forma più razionale, facendo salve le esigenze tecnologiche. Ovviamente, quanto più la sorgente inquinante è racchiusa nella cappa, tanto minore è la portata d'aria necessaria e quindi più economico l'impianto di aspirazione.

La portata d'aria necessaria può pertanto essere definita solo dopo che si siano scelte la forma e le dimensioni della cappa e la sua ubicazione rispetto alla sorgente inquinante.

II. Caratteristiche delle cappe

Si consideri una sorgente di aspirazione puntiforme. Il flusso d'aria verso la stessa è identico in tutte le direzioni e la portata d'aria attraverso l'unità di area (velocità) varia inversamente con il quadrato della distanza dalla sorgente.

Pertanto, il luogo di tutti i punti caratterizzati dalla stessa velocità è una sfera (superficie di livello della velocità).

Analogamente, il flusso verso una sorgente rettilinea di lunghezza infinita è identico lungo tutti i raggi e la velocità dell'aria intorno alla "linea" varia inversamente con la distanza: le superfici di livello delle velocità sono dunque cilindriche.

In pratica, anziché una sorgente puntiforme o lineare si avrà una cappa o un condotto di dimensioni finite. Interessa rilevare come le linee di flusso¹⁰ e le superfici di livello delle velocità risultino alterate rispetto ai due casi (teorici) precedenti.

La fig. 45.18 mette appunto a confronto il caso di una sorgente puntiforme con quello di un condotto aspirante a sezione circolare piana: in prossimità dell'apertura aspirante (specie ai bordi della stessa) le superfici di livello delle velocità relative al condotto si scostano sensibilmente dalle superfici di livello teoriche, ma, allontanandosi frontalmente dalla cappa, esse tendono ad approssimarsi a quelle proprie di una sorgente puntiforme.

Ciò è dovuto al fatto che l'area di influenza della cappa diventa grande rispetto all'area della sua apertura, la quale pertanto si può identificare, in prima approssimazione, con una sorgente puntiforme. Aumentando ancora l'area dell'apertura (fig. 45.18.b), lo scostamento dalla distribuzione teorica diventa più marcato e si estende a una distanza maggiore.

¹⁰ Le linee di flusso indicano i percorsi delle particelle sospese nell'aria ed entranti nella cappa.

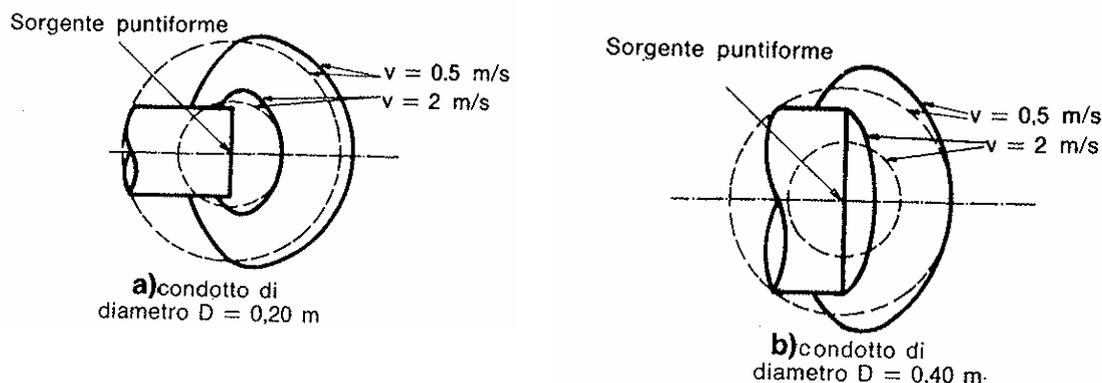


Fig. 45.18 - Confronto fra le curve di livello delle velocità relative a una sorgente aspirante puntiforme e a condotti aspiranti a sezione circolare.

La fig. 45.19.a riporta le curve di livello delle velocità e le linee di flusso in un piano passante per l'asse di un condotto o di una cappa a sezione circolare. Data la simmetria della cappa (rotonda), un solo diagramma rappresenta l'andamento delle linee a velocità costante e delle linee di direzione in tutti i piani passanti per l'asse del condotto.

La figura consente di rilevare come la velocità diminuisca all'aumentare della distanza dall'ingresso nella cappa.

Ciò è ancor meglio messo in evidenza dalla fig. 45.19.b, dove le distanze dall'apertura aspirante sono espresse come percentuali del diametro D dell'apertura e le velocità, misurate lungo l'asse della cappa, sono indicate come percentuali della velocità media in corrispondenza dell'apertura (velocità frontale).

Ma, proprio in conseguenza del fatto che le variazioni della velocità dell'aria fuori della cappa aspirante sono funzione del diametro di questa, si può anche dedurre che,

a parità di velocità frontale, aumentando le dimensioni della cappa, se ne estende l'influenza in punti più lontani dall'apertura, ovvero le curve di livello rappresentanti la stessa percentuale della velocità frontale si trovano più distanti dall'imbocco:

la fig. 45.20 mostra come varia la velocità assiale per alcune cappe a sezione circolare aventi aree di imbocco diverse.

In ogni caso, la rapida diminuzione della velocità dell'aria lungo l'asse della cappa messa in rilievo dalla fig. 45.19.b, giustifica il suggerimento, dato poc'anzi, di ubicare la cappa il più vicino possibile al punto di generazione delle polluzioni.

Le figg. 45.21 e 45.22 illustrano le curve di livello delle velocità e le linee di flusso nei piani assiali passanti per le mediane di condotti o cappe aspiranti a sezione quadrata e rettangolare¹¹.

Dall'esame delle figg. 45.19, 45.21 e 45.22 si rileva che la posizione delle curve di livello e delle velocità lungo l'asse dei condotti aspiranti varia con la forma degli stessi, ma il loro andamento, indipendentemente dal valore effettivo della velocità frontale (e quindi della portata d'aria aspirata), è del tutto simile per i tre tipi di aperture considerate.

Dalle distribuzioni relative alle cappe a sezione circolare, quadrata o rettangolare/ si può risalire a quelle di qualsiasi altra apertura composta, sommando vettorialmente le velocità relative alle singole

¹¹ Nel caso di sezioni aspiranti quadrate o rettangolari è sufficiente conoscere le curve di livello delle velocità nei due piani passanti per gli assi di simmetria in quanto, note che siano tali curve, è sempre possibile definire l'intero campo di influenza della cappa.

cappe tipo.

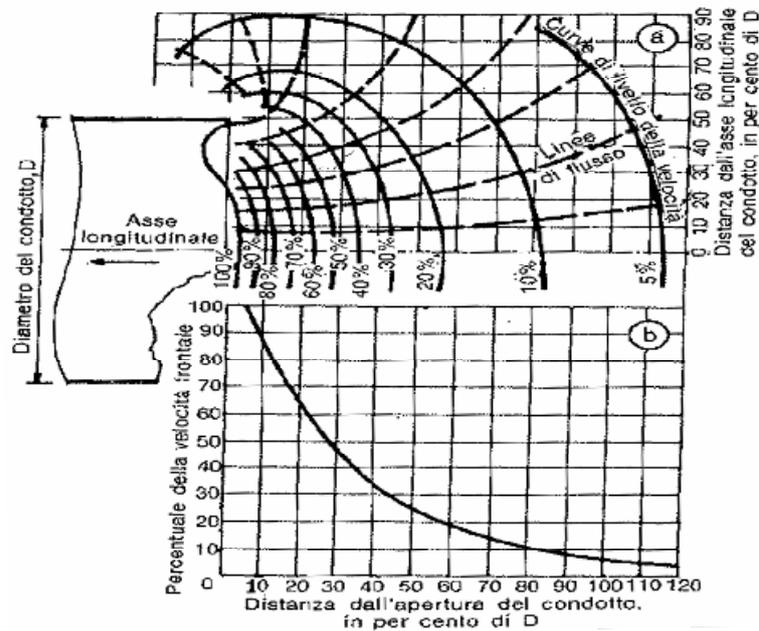


Fig. 45.19

- a) Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano passante per l'asse di un condotto aspirante a sezione circolare;
- b) andamento della velocità dell'aria lungo l'asse all'esterno della cappa.

In sostanza, qualunque sia il tipo di cappa adottato, la sua influenza sul comportamento di una particella inquinante non va oltre una certa distanza dalla cappa stessa.

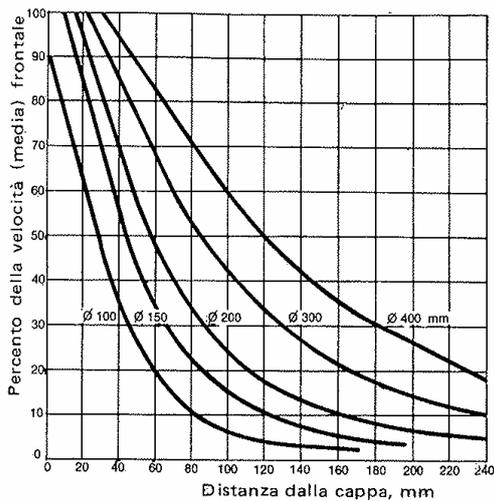


Fig. 45.20 - Velocità assiali per aperture aspiranti di diametri

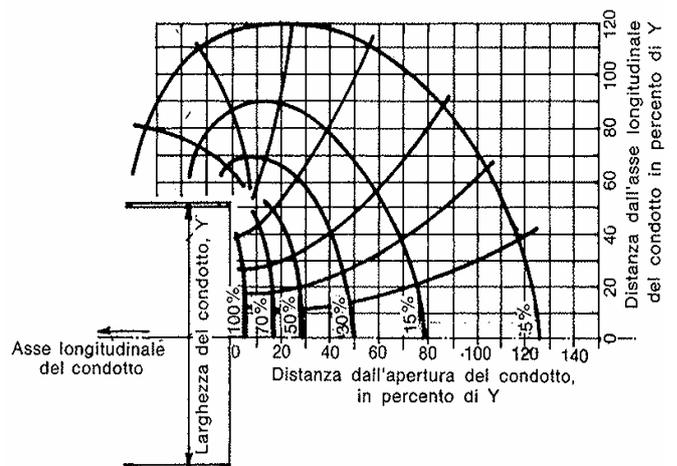


Fig. 45.21 - Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano passante per l'asse di simmetria di un condotto aspirante a sezione quadrata.

Esperienze condotte in proposito hanno consentito di ricavare la seguente formula, che fornisce la velocità dell'aria fuori delle cappe, lungo l'asse longitudinale¹², in funzione della portata d'aria aspirata Q , della distanza x dalla cappa e dell'area frontale A_0 di questa (**formula di Dalla Valle**):

$$(45.42) \quad v = \frac{Q}{10x^2 + A_0}$$

La (45.42) è stata utilizzata per costruire le curve della fig. 45.20. Essa conferma la rapidità con cui la velocità dell'aria aspirata diminuisce allorché ci si allontana dall'apertura della cappa e mette in evidenza la relativa influenza dell'aumento dell'area dell'apertura aspirante sull'efficienza della cappa.

La (45.42) è stata ricavata operando su cappe a sezione circolare; in prima approssimazione, però, può essere applicata anche a cappe a sezione quadrata e rettangolare.

Nel caso specifico di una **cappa disposta superiormente a una vasca** (fig. 45.23), la velocità dell'aria sotto la cappa è misurata con sufficiente approssimazione mediante la formula sperimentale¹³:

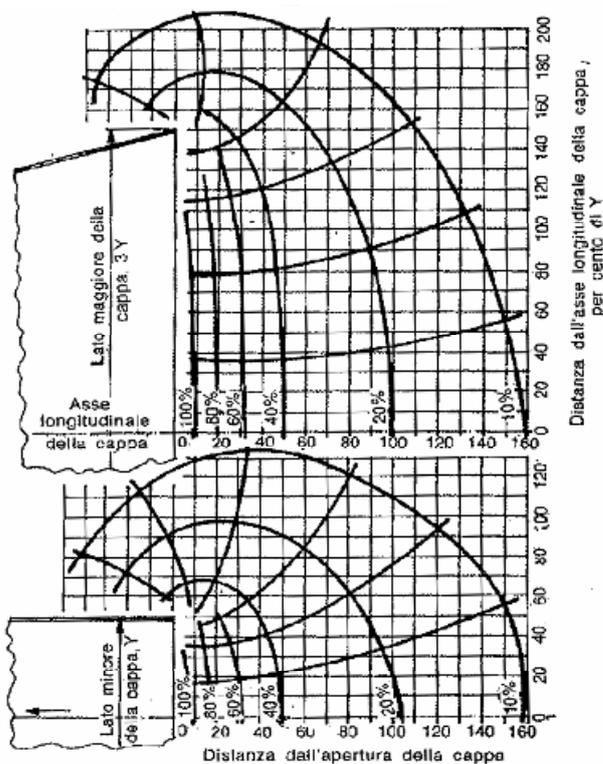


Fig. 45.22 - Curve di livello delle velocità e linee di flusso nei due piani di simmetria passanti per l'asse longitudinale di una cappa aspirante a sezione rettangolare (con rapporto fra i lati 1:3).

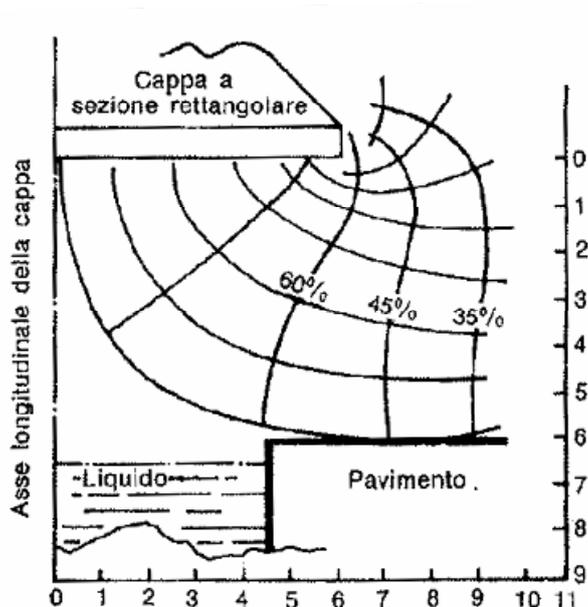


Fig. 45.23 - Curve di livello delle velocità e linee di flusso in un piano verticale passante per l'asse longitudinale di una cappa sovrastante una vasca di decapaggio.

¹² Che sia lecito riferirsi alla sola velocità dell'aria lungo l'asse dell'apertura aspirante è confermato dal fatto che le cappe sono generalmente installate con la parte centrale prospiciente la sorgente della polluzione, per cui la loro efficienza, almeno nei casi in cui le particelle prodotte seguono traiettorie casuali, è essenzialmente legata a quella velocità.

¹³ La (45.43) conduce a risultati praticamente accettabili per valori del rapporto tra la distanza dalla cappa z e la lunghezza (o il diametro) della cappa W , minori di 0,3. Per valori di $z/W > 0,3$ si è proposta la

$$v = \frac{0.069Q}{W^{0.19} z^{1.81}}$$

$$(45.43) \quad v = 0.71 \frac{Q}{Pz}$$

dove:

v = velocità dell'aria (m/s);

Q = portata d'aria nella cappa (m^3/s);

P = perimetro della vasca (m);

z = distanza dalla cappa misurata verticalmente (m).

Una scanalatura aspirante situata ai iati di una vasca approssima il caso teorico della sorgente lineare: si è riscontrato che la velocità dell'aria fuori della scanalatura diminuisce all'incirca secondo la

$$(45.44) \quad v = \sqrt{x}$$

dove x misura la distanza dalla scanalatura stessa.

Le cappe tangenziali esercitano un'efficiente azione aspirante a distanze < 1 m dalla superficie frontale: pertanto, quando la larghezza delle vasche è maggiore, si ricorre a sistemazioni del tipo schematizzato in fig. 45.24, che prevede un getto d'aria in pressione in posizione contrapposta alla cappa aspirante.

La portata d'aria Q_1 soffiata dalla scanalatura è data dalla

$$(45.45) \quad Q_1 = \frac{C}{L} Q_2$$

essendo:

L = larghezza della vasca (m);

C = coefficiente di efflusso¹⁴;

$Q_2 = 0,6 \div 0,8 \text{ m}^3/\text{s}$ per ogni m^2 di superficie orizzontale della vasca.

L'altezza W della fessura deve essere tale che la velocità di uscita sia di $5 \div 10 \text{ m/s}$.

L'altezza H della cappa si adotta pari a

$$H = L \operatorname{tg} 10^\circ = 0,18 L$$

La presenza di flange sui bordi dell'apertura delle cappe o dei condotti aspiranti, riducendo il flusso dell'aria dalle zone periferiche, determina un allontanamento delle curve di livello della velocità dall'apertura stessa.

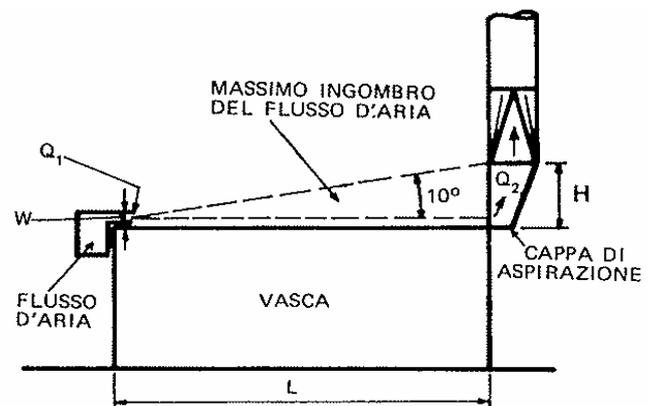


Fig. 45.24
Impianto di aspirazione da una vasca.

¹⁴ Per il coefficiente C si assumono i seguenti valori:

$L = 0 \div 2,50 \text{ m}$:	$C = 0,5$
$L = 3,50 \div 4-5 \text{ m}$:	$C = 0,7$
$L = 5 \div 10 \text{ m}$:	$C = 1,0$
$L > 10 \text{ m}$:	$C = 1,4$

In linea di massima si può dire che, a parità di velocità, la presenza di flange in corrispondenza dell'apertura aspirante consente di ridurre fino al 30% la portata necessaria per assicurare una data velocità di fronte alla cappa, rispetto al caso di cappe prive di risvolti.

Analogamente, se la cappa è appoggiata su una superficie piana, il volume d'aria occorrente è circa il 25% in meno di quello richiesto dalla stessa cappa libera nello spazio: ciò in quanto, com'è evidenziato nella fig. 45.25, tutto avviene come se la cappa giacente sulla superficie piana avesse dimensioni doppie.

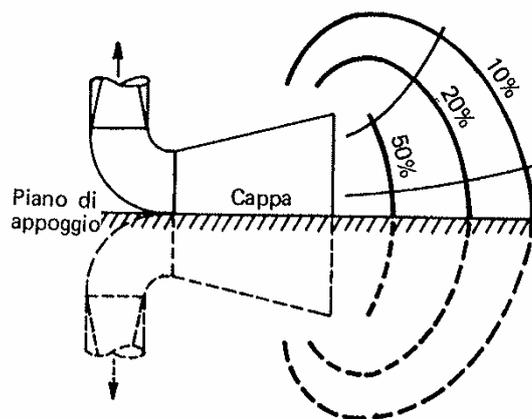


Fig. 45.25

Curve di livello della velocità e linee di flusso nel piano assiale verticale di una cappa appoggiata su un piano orizzontale.

III. Perdita di carico nelle cappe

La fig. 45.26 fornisce i valori del coefficiente di ingresso C per alcuni tipi di bocche o aperture a sezione circolare. Tali valori si applicano anche ad aperture e condotti a sezione quadrata o rettangolare.

La fig. 45.27 riporta i valori di C per alcune cappe di più frequente impiego nella pratica. Tali valori sono applicabili, con sufficiente approssimazione, anche a cappe aventi forme geometriche assimilabili a quelle riportate nella figura.

Forme più complesse possono essere quasi sempre considerate come combinazioni di due o più cappe tipo (per esempio, disposte in serie); in tali casi, si valutano le variazioni di velocità e si stimano le perdite di pressione per ciascuna apertura componente; si perviene infine a un coefficiente di ingresso globale.

Le figg. 45.26 e 45.27 forniscono anche, per le varie aperture o cappe, il fattore di perdita di carico j all'imbocco; la conoscenza di tale fattore torna utile quando si deve determinare la depressione statica necessaria perché all'imbocco del condotto si abbia una data velocità media. Infatti, per la (45.41), all'inizio del condotto successivo alla cappa (fig. 45.13) risulta, considerando aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20 °C e con umidità relativa del 60%:

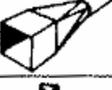
$$(45.46) \quad h_s = (1+j) h_v = (1+j) \frac{v^2}{16} = (1+j) \left(\frac{v}{4}\right)^2$$

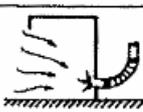
Bocca o apertura	C	J
	0,98	0,04
	0,94	0,13
	0,90	0,24
	0,82	0,49
	0,82	0,49
	0,79	0,60
	0,72	0,93
	0,60	1,78
	0,60	1,78
	0,53	2,56

Fig. 45.26

Curve di livello della velocità e linee di flusso nel piano assiale verticale di una cappa appoggiata su un piano orizzontale.

La fig. 45.28 fornisce i valori di j in funzione di C e viceversa. La correlazione fra j e C si ricava facilmente ricordando che, per la (45.28), la velocità dell'aria all'imbocco del condotto che si diparte

Tipo di cappa	C	j
	0,72	0,93
	0,90	0,24
	0,83	0,45
	0,75	0,78
	0,82	0,49

Tipo di cappa	C	j
	0,82	0,49
	0,82	0,49
	0,79	0,60
	0,82	0,49

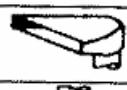
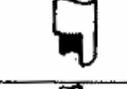
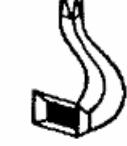
Tipo di cappa	C	j
	0,57	2,08
	0,61	1,69
	0,57	2,08
	0,71	0,99

Fig. 45.27

Fig. 45.27 - Coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j di alcune cappe aspiranti.

dalla cappa è data, sempre per aria a 20°C e ad un grado medio di umidità, dalla

$$v = 4 C \sqrt{h_s}$$

La stessa velocità è anche data dalla

$$(45.34) \quad v = 4 \sqrt{h_v}$$

per cui

$$\sqrt{h_v} = C \sqrt{h_s}$$

E poiché $h_s = (1+j) h_v$,
si ottiene

$$(45.35) \quad C = \sqrt{\frac{1}{1+j}}$$

ovvero

$$(45.47bis) \quad j = \frac{1-C^2}{C^2}$$

Se il coefficiente di ingresso C è noto e si misura h_s (per esempio, con un piezometro), è possibile ricavare h_v .

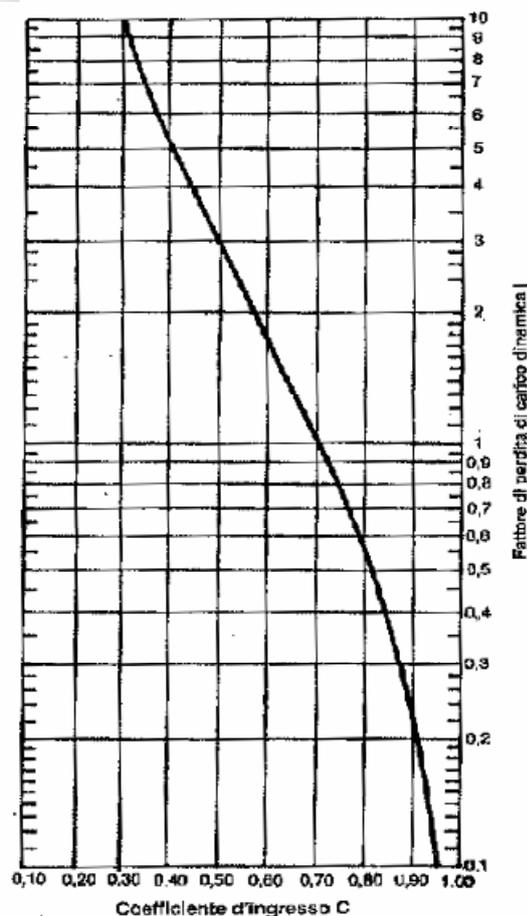


Fig. 45.28

Correlazione fra il fattore di perdita di carico j e il coefficiente di ingresso C .

Come si può rilevare dai dati riportati nelle figg. 45.26 e 45.27, i valori del coefficiente C variano

da 0,98 per una buona conformazione dell'apertura a poco più di 0,50 nel caso di semplici orifizi; mediamente $C \approx 0,7$.

In termini di altezza cinetica, la perdita all'ingresso varia normalmente da 0,1 h_v a 2,5 h_v ; come media, si può assumere $\approx 1 h_v$.

IV. Portata d'aria occorrente

La portata d'aria necessaria per l'aspirazione di una emissione mediante una cappa, può essere valutata solo dopo che si sono stabilite l'ubicazione e la forma della cappa stessa.

Nelle pagine precedenti si è messo in evidenza il fatto che la zona di influenza delle correnti aspiranti è ristretta ad uno spazio molto prossimo all'apertura della cappa, per cui si deve localizzare tale apertura il più vicino possibile alla sorgente inquinante ed in posizione tale che la polluzione si diriga verso la parte centrale della cappa.

Si è pure segnalata l'opportunità di eliminare o di ridurre al minimo, mediante l'adozione di schermi o sipari, le correnti d'aria che possono disperdere la polluzione. La cappa inoltre dovrebbe essere disposta in modo che l'aria aspirata, e quindi inquinata, si allontani dall'operatore.

Si è anche rilevata l'importanza di prevedere flange o risvolti lungo i bordi dell'apertura aspirante.

Aggiungiamo ancora che in tutti i punti dello spazio in cui si ha formazione di polvere,

la velocità dell'aria aspirata (ossia la velocità di captazione delle particelle) **deve risultare più alta della velocità di fuga delle particelle.**

D'altra parte, la velocità dell'aria all'ingresso nella cappa deve essere **la minima possibile in relazione alla velocità richiesta nella zona di formazione della polvere.**

Ciò premesso, ci proponiamo di determinare la portata d'aria necessaria per effettuare con successo l'aspirazione di una emissione mediante una cappa.

Tabella 45.XIV - Portata d'aria aspirata, depressione necessaria e diametro dei condotti aspiranti per alcuni impianti di fonderia.

Tipo di impianto	Diametro del condotto m	Depressione statica kg_f/m^2 (*)	Portata d'aria m^3/s
Granigliatrice Pangborn 3GO continua a barile	0,50	70	4,3
Granigliatrice Pangborn ES 385 continua	0,65	70	7,0
Forno fusorio ghisa da 18 t	1,10	120	17,5
Macchina per formatura anime in cassa d'anima calda Sutter a 2 stazioni	0,65	80	5,8

(1) $kg_f = 9,8 N$

Tab. 45.XV - Valori minimi velocità aria per il controllo emissioni prodotte in alcune lavorazioni industriali.

Tipo d'industria	Impianto o lavorazione	Depressione statica	Velocità dell'aria (m/s) in corrispondenza
------------------	------------------------	---------------------	--

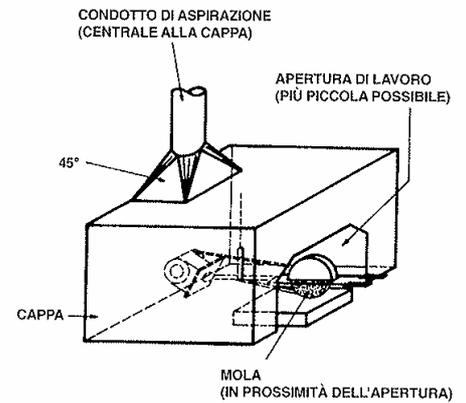
		kg _f /m ² (*)	della sorgente	dell'apertura della cappa
Lavorazione del marmo	Utensili pneumatici manuali	1		
	Macchine per lavorazioni superficiali	7,5		
	Utensili vari	--		7.5
Trasportatori di materiali alla rinfusa	Elevatori con testata parapolvere	--		2.5
	Trasportatori a nastro (punti di scarico)	--		1 (*)
Verniciatura a spruzzo	Cabina di verniciatura	--		0.25 – 1
	Metallizzazione a spruzzo:			
	piombo	1		--
	zinco	0.7		--
Lavorazione delle sabbie	Macchine insaccatrici	2		--
	Mescolatori	--		1
Galvanostegia	Cromatura	--		7.5
	Vasche di acidi e vapori	0.4 – 0.5		--
Feltrifici	Spazzolatura	1		--
	Macchine da taglio	2		--
Saldatura elettrica	Saldatura	1		--
Industrie estrattive	Frantoi (per minerali, pietre, ecc.)	--		1
	Vagli (racchiusi)	--		1 (**)

(*) Ovvero 0,5 m³/s per metro di larghezza del nastro.

(**) Attraverso le aperture di ispezione.

Tabella 45.XVI - Velocità frontale dell'aria nelle cappe per mole pendolari.

Larghezza dell'apertura	Velocità frontale
mm	m/s
1 200 - 1 800	0,5 - 0,8
600 - 750	1.2



$$Q = A_0 v_0 = 4 C A \sqrt{h_s} = 4 A \sqrt{h_v}$$

$$v = \frac{Q}{10x^2 + A_0}$$

$$v = 4 C \sqrt{h_s} = 4 \sqrt{h_v}$$

$$h_s = (1+j) \frac{v^2}{16}$$

$$h_v = \frac{v^2}{16}$$

Fig. 45.29
Parametri ed espressioni fondamentali per la progettazione di una cappa aspirante.

In linea generale, una volta scelto e dimensionato il tipo di cappa e averne stabilita la posizione rispetto alla sorgente inquinante, si possono presentare diversi casi (fig. 45.29).

- 1) È **nota la portata d'aria occorrente Q** e perciò si possono ricavare la velocità frontale v_0 , la velocità v in corrispondenza dell'imbocco del condotto successivo alla cappa e, attraverso le curve di livello della velocità fuori della cappa oppure mediante la formula (45.42) o seguenti, la velocità v_c in corrispondenza della sorgente inquinante. Sovente la portata d'aria è approssimativamente conosciuta in base all'esperienza o ai dati forniti dalle case costruttrici di certi macchinari (si veda a titolo di esempio la tab. 45.XIV).
- 2) È **data la velocità frontale dell'aria v_0** e da essa si risale alla portata d'aria Q , alla velocità fuori della cappa, alla depressione statica h_s ed alla velocità v all'imbocco del condotto successivo alla cappa. Per esempio, le tabelle 45.XV (ultima colonna) e 45.XVI forniscono le velocità di ingresso consigliate per la captazione di alcune emissioni di origine industriale.
- 3) È **nota la velocità necessaria per "catturare" la polluzione prodotta (velocità di captazione v_c)** ed allora si può valutare la velocità frontale v_0 , la portata d'aria Q e la depressione statica h_s all'imbocco del condotto in cui sfocia la cappa. La tab. 45.XV già citata riporta (penultima

colonna) alcuni valori della velocità v_c necessari per assicurare l'aspirazione di polveri, fumi, gas e vapori prodotti in alcune lavorazioni industriali.

- 4) È nota la velocità da assegnare all'aria nei condotti dell'impianto di aspirazione o , il che è lo stesso, la relativa pressione dinamica, e pertanto è possibile determinare la portata, la velocità di ingresso nella cappa e la velocità all'esterno di quest'ultima, nonché la depressione statica all'imbocco del condotto. La tab. 45.XVII elenca un certo numero di materiali polverosi e per ognuno indica le velocità di trasporto nei condotti.
- 5) È data la pressione statica h_s (e/o il diametro) all'inizio del condotto a cui si collega la cappa; così, a titolo di esempio, la tab. 45.XIV riporta, per determinate macchine, il diametro del condotto immediatamente successivo alla cappa e la depressione statica che deve essere assicurata all'imbocco dello stesso. In questo caso si può ricorrere al teorema di Torricelli, per il quale la portata d'aria è funzione della sezione A del condotto in cui sfocia la cappa, della depressione h_s e del coefficiente di ingresso C ; ossia, per aria alla pressione di 10^5 Pa, a 20°C e con umidità relativa del 60%:

$$(45.29) \quad Q = 4 C A \sqrt{h_s}$$

Ovviamente, l'aria sottratta all'ambiente dagli impianti di aspirazione deve essere reimpressa. Rileviamo in proposito che se non occorre una reintegrazione di aria superiore a circa un ricambio/ora, le condizioni ambientali sono sovente mantenute a livelli accettabili per effetto di imperfezioni di tenuta dei serramenti.

Per un numero più elevato di ricambi/ora, è necessario prevedere una immissione integrativa. Questa però deve avvenire senza che gli operatori siano sottoposti a correnti d'aria aventi velocità troppo elevate¹⁵ e temperature troppo diverse dalla temperatura ambiente.

Citiamo i seguenti criteri da adottare in pratica per realizzare la reintegrazione artificiale dell'aria ambiente estratta dagli impianti di aspirazione:

- le prese d'aria esterne debbono essere previste in posizioni ed a distanze tali da escludere ricircolazioni apprezzabili;
- mediamente, l'aria di reintegro deve avere, nel periodo di riscaldamento, una differenza di temperatura superiore di almeno $4^\circ - 5^\circ\text{C}$ rispetto alla temperatura ambiente per $v < 0,5$ m/s; la differenza di temperatura può raggiungere valori tanto più elevati quanto maggiore è la velocità di immissione dell'aria. Nel periodo di eventuale raffrescamento, la sensibilità degli operatori alla velocità ed alla differenza di temperatura diventa una funzione assai complessa di vari fattori: modalità di immissione dell'aria nell'ambiente di lavoro; umidità relativa dell'aria a contatto con l'epidermide degli operatori; condizioni di termoregolazione fisiologica degli interessati (età, sesso, coibenza degli abiti, latitudine di provenienza, ecc.); il problema deve quindi essere affrontato caso per caso.

¹⁵ Affinché l'immissione dell'aria non risulti fastidiosa, è bene che la velocità v a contatto dell'operatore non superi $0,3 - 0,5$ m/s, in relazione alla differenza di temperatura ($+1^\circ \div +5^\circ\text{C}$) tra l'aria immessa e quella ambiente.

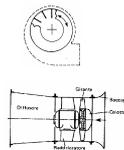
Tabella 45.XVII - Valori della velocità dell'aria necessari per trasportare alcune emissioni industriali.

Polveri di	Velocità m/s
smerigliatrici	7 - 10
rettificatrici	15 - 20
fonderia (barilatrici, distaffatrici)	15 - 22
scorie d'alto forno	15 - 20
piombo	20 - 25
cereali	15 - 17
cuoio	15 - 20
gomma	10 - 12
granito	15 - 20
carbone	18 - 20
marmo	6 - 10

45.8. ELETTROVENTILATORI

La portata d'aria occorrente per aspirare le polluzioni atmosferiche è assicurata da elettroventilatori. Questi, in generale, si distinguono in due categorie principali:

- i ventilatori centrifughi o radiali;
- i ventilatori elicoidali o assiali.



I primi aspirano l'aria parallelamente al loro asse e la restituiscono in direzione radiale. I secondi aspirano e mandano l'aria in direzione assiale.

A parità di portata d'aria, **i ventilatori centrifughi generano pressioni maggiori**, sono più ingombranti e risultano meno rumorosi dei ventilatori elicoidali.

Principali caratteristiche degli elettroventilatori sono:

- 1) la portata d'aria Q (m^3/s); talvolta, il volume d'aria trasportato nell'unità di tempo si esprime in "**normal metri cubi**", vale a dire viene riferito allo stato normale dell'aria (0°C e 10^5 Pa); risulta:

$$Q (\text{m}^3/\text{s}) = (\text{Nm}^3/\text{s}) \frac{273 + t}{273}$$

dove t è la temperatura dell'aria in gradi Celsius;

- 2) la prevalenza H in kg_f/m^2 ($1 \text{ kg}_f/\text{m}^2 \approx 9,8 \text{ Pa}$):

$$(45.48) \quad H = h_s + h_v$$

essendo:

h_s = pressione statica (pressione manometrica misurata perpendicolarmente alla direzione del flusso) necessaria per vincere le resistenze del circuito;

h_v = pressione dinamica o energia cinetica dell'aria alla bocca di uscita del ventilatore;

3) La potenza assorbita N (kW):

$$(45.49) \quad N = \frac{QH}{102\eta}$$

dove η è il rendimento totale dei ventilatore.

Mentre **la portata di un ventilatore non varia con la temperatura dell'aria**, le altre due caratteristiche variano con la temperatura proporzionalmente al peso specifico γ (kg_f/m^3):

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

(45.50)

essendo $\gamma = 1,293 \frac{273+t}{273}$ per aria secca a $t^\circ\text{C}$ e a 10^5 Pa.

Inoltre, a peso specifico dell'aria costante, le tre caratteristiche dei ventilatori variano con la velocità di funzionamento n secondo le espressioni:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

La regolazione dei ventilatori (cioè la variazione della portata d'aria resa) può essere ottenuta:

- variando la velocità di funzionamento mediante motore a corrente continua o a doppia polarità oppure mediante giunto oleodinamico;
- installando sul lato aspirazione una serranda a palette multiple radiali;
- inserendo nel circuito una resistenza addizionale (per esempio, una serranda sul lato mandata).

Se le polveri assorbite sono infiammabili od esplosive, si ricorre a ventilatori con pale in leghe di alluminio o altri metalli non ferrosi (quelle di acciaio potrebbero dar luogo a scintille); inoltre, si deve prevedere la messa a terra.

Quando il materiale aspirato passa attraverso il ventilatore, occorre che questo abbia particolari caratteristiche: così, la girante avrà pale aperte nel caso di fibre di cotone, trucioli, ecc. (al fine di evitare intasamenti); la macchina sarà costruita in leghe speciali (per ridurre l'usura) nel caso di polveri abrasive; e così via. Se l'impianto di depurazione è installato a monte del ventilatore, tali precauzioni assumono minore importanza; non vanno però trascurate del tutto, in relazione all'efficienza di depurazione dell'impianto stesso.

Ventilatori centrifughi

Le parti costituenti fondamentali dei ventilatori centrifughi sono (fig. 45.30):

- la girante;
- il bocaglio o cono di aspirazione;
- il diffusore a chiocciola.

La girante aspira il fluido dalla bocca di entrata e gli imprime una spinta centrifuga e quindi energia cinetica che si trasforma poi in energia statica. Il bocaglio di aspirazione provvede a far pervenire il fluido alla girante in condizioni ottimali: in parti colare, riducendo al minimo l'urto del fluido entrante contro le pale della girante.

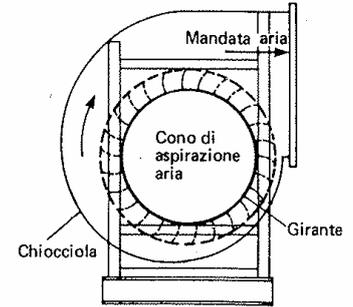


Fig. 45.30 - Ventilatore centrifugo.

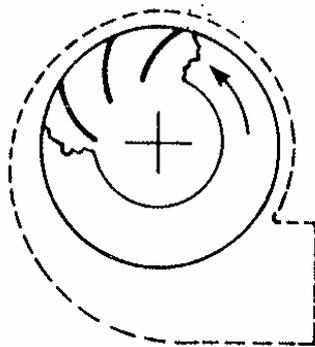


Fig. 45.31 - Girante con pale curve rovesce.

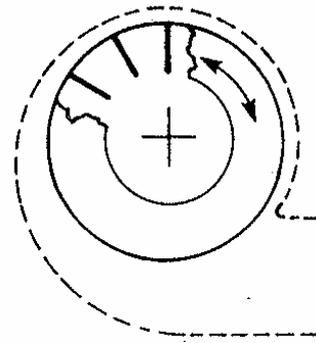


Fig. 45.32 - Girante con pale a entrata e uscita radiale.

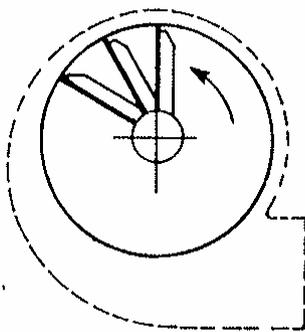


Fig. 45.33 - Girante aperta.

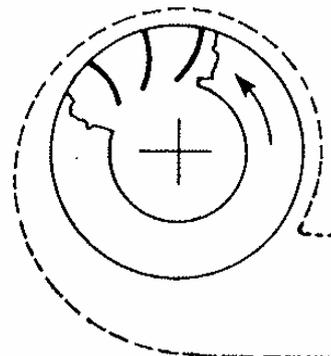


Fig. 45.34 - Girante con entrata curva e uscita radiale.

Le giranti dei ventilatori centrifughi hanno pale di forme svariate; le più impiegate sono le seguenti:

- pale curve rovesce** (fig. 45.31): sono caratterizzate da **buoni rendimenti** (0,80 - 0,90) e sono impiegate preferibilmente per il trasporto di aria e gas puliti (la presenza di polvere potrebbe dar luogo a depositi sul retro delle pale, sbilanciando il complesso);
- pale diritte radiali (fig. 45.32): caratterizzate da rendimenti compresi fra 0,65 e 0,75, sono particolarmente adatte per il trasporto di aria polverosa (il distacco delle particelle avviene più facilmente che non nel caso di pale curve); quando l'aria che perviene al ventilatore contiene trucioli, carta, filacce, ecc., le pale vengono rinforzate sul retro e la girante è sprovvista di disco anteriore (fig. 45.33): il rendimento scende a 0,55 - 0,65;
- pale ad entrata curva e uscita radiale (fig. 45.34): rappresentano un'ottima soluzione contro i depositi polverosi; il loro rendimento è leggermente superiore a quello delle pale diritte radiali (0,70 - 0,75).

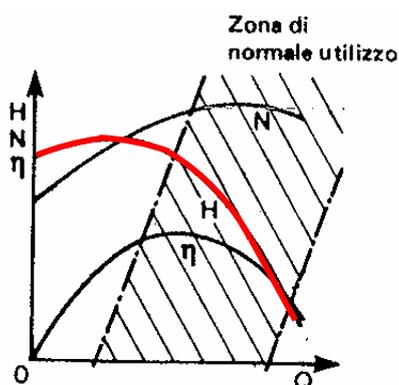


Fig. 45.35 - Curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo.

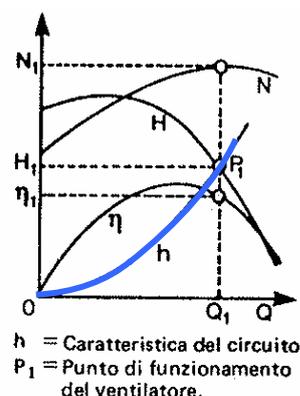


Fig. 45.36 - Determinazione del punto di funzionamento di un ventilatore centrifugo.

La fig. 45.35 fornisce le curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo funzionante a velocità costante. Sovrapponendo alle curve caratteristiche di più ventilatori la caratteristica del circuito (fig. 45.36), si individua la macchina più adatta allo scopo.

La prevalenza massima raggiungibile con i ventilatori centrifughi è di $1500 \text{ kg}_f/\text{m}^2$ ($\approx 15000 \text{ Pa} \approx 0.15 \text{ atm} \approx 0.15 \text{ atm}$: $1 \text{ bar} \approx 1 \text{ atm} \approx 10^5 \text{ Pa} \approx 10^6 \text{ kg}_f/\text{m}^2$); normalmente non si superano $500 \text{ kg}_f/\text{m}^2$ ($\approx 5000 \text{ Pa} \approx 0.005 \text{ atm}$: $1 \text{ bar} \approx 1 \text{ atm} \approx 10^5 \text{ Pa} \approx 10^6 \text{ kg}_f/\text{m}^2$).

Le normali forme costruttive dei ventilatori centrifughi sono legate alla posizione della bocca di mandata, e presentano 16 combinazioni diverse (fig. 45.37). infatti, le posizioni normali della bocca premente variano da 0° a 315° (**di 45° in 45°**) ed ad ognuna delle otto posizioni della bocca premente corrispondono due posizioni della bocca aspirante. La rotazione del ventilatore è definita oraria od antioraria a seconda del verso di rotazione della girante vista dal lato aspirazione.

I ventilatori centrifughi hanno una o due bocche di aspirazione (fig. 45.38): nel secondo caso, a parità di diametro, velocità, peso specifico e pressione totale, il ventilatore ha portata doppia rispetto al ventilatore a semplice aspirazione, e, di conseguenza, assorbe anche potenza doppia.

L'accoppiamento fra il ventilatore ed il motore elettrico può essere del tipo diretto ma, più spesso, è

attuato mediante giunto semielastico o cinghie trapezoidali.

Ventilatori assiali

Gli elementi fondamentali dei ventilatori assiali sono (fig. 45.39):

- la girante;
- la cassa o tamburo con eventuale boccaglio o cono di aspirazione e diffusore sull'uscita;
- le pale direttrici a valle (o a monte) della girante;

Queste ultime hanno la funzione di "raddrizzare" la corrente recuperando parte dell'energia della componente rotazionale del fluido, presente in genere all'uscita delle pale.

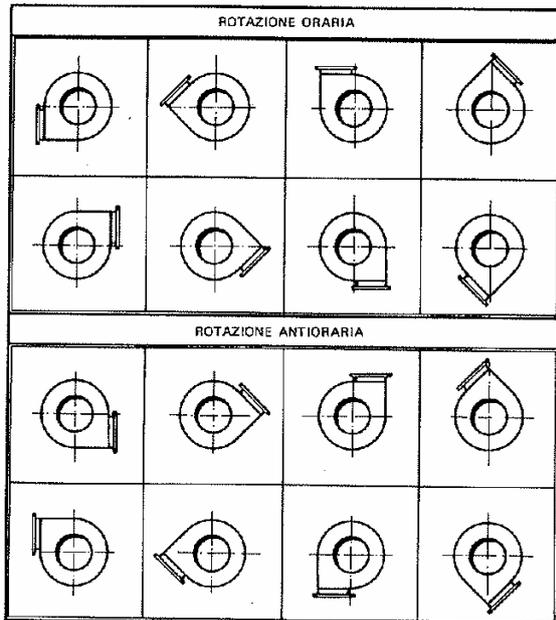


Fig. 45.37 – Orientamenti delle bocche di mandata (viste dal lato delle bocche di

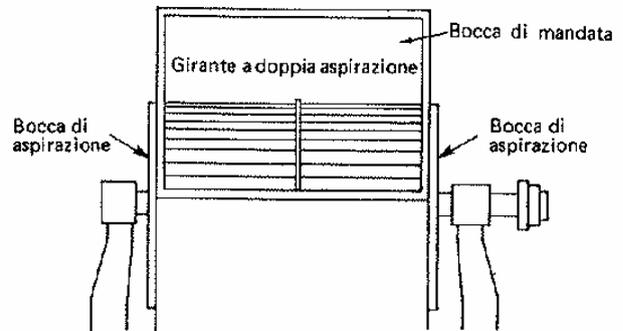


Fig. 45.38 – Ventilatore centrifugo a doppia aspirazione.

a parità di diametro, velocità, peso specifico e pressione totale, ha portata doppia rispetto al ventilatore semplice, e, di conseguenza, assorbe anche potenza doppia.

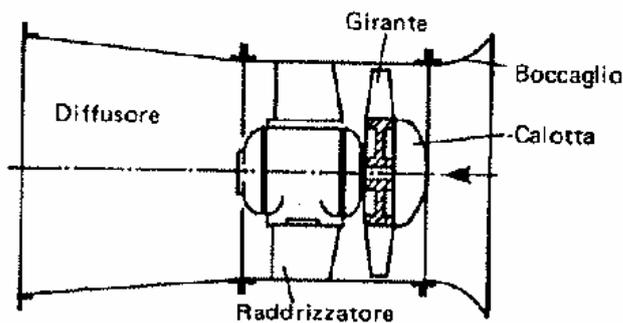


Fig. 45.39 – Ventilatore assiale

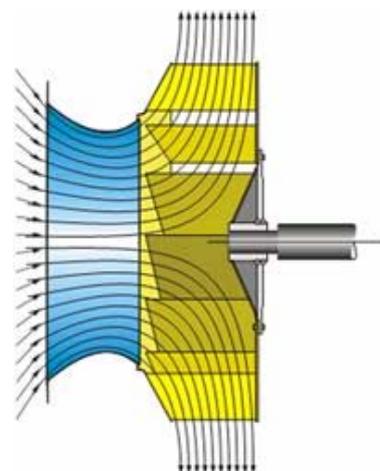


Fig. 45.39 bis – Ventilatore centrifugo, linee di flusso.

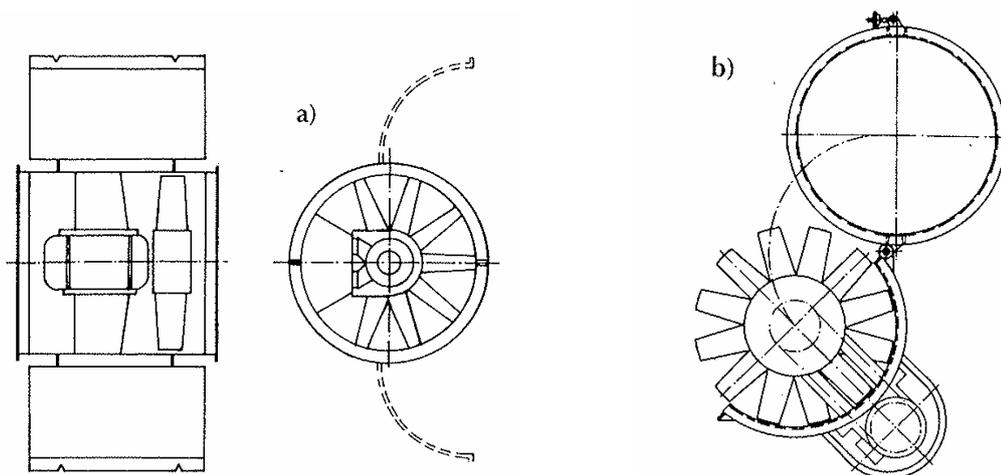


Fig. 45.40 – Ventilatori assiali installati su tubazioni:
 a) gruppo rotante accessibile attraverso sportelli apribili;
 b) gruppo rotante fissato a uno sportello apribile.

Quando il ventilatore aspira da un ambiente, occorre applicare, a monte della girante, un bocaglio avente lo scopo di ridurre le perdite d'imbocco e di assicurare un efflusso regolare dell'aria.

Il bocaglio non è più necessario quando il ventilatore aspira da una tubazione. La funzione dell'eventuale diffusore a valle della girante consiste nel trasformare parte della pressione dinamica esistente a valle dei raddrizzatori in pressione statica.

Sempre nel caso di ventilatori installati su tubazioni, al fine di consentire l'accesso alla girante ed ai relativi cuscinetti senza smontare l'intero ventilatore, si realizza sovente l'involucro esterno apribile per circa metà della sua circonferenza (fig. 45.40.a) oppure si installa l'intero gruppo motore - girante sulla parte apribile dell'involucro (fig. 45.40.b).

Le pale dei ventilatori elicoidali possono essere fisse oppure orientabili a girante ferma o in moto (quest'ultima alternativa è adottata solo nei ventilatori di maggior portata): la loro inclinazione è stabilita dalle prestazioni richieste, dal diametro della girante e dalla velocità periferica di questa.

La fig. 45.41 riporta le curve caratteristiche di un ventilatore assiale: la caratteristica prevalenza-portata dipende dall'inclinazione delle pale rispetto al loro piano di rotazione, in ogni caso, la potenza assorbita cresce al diminuire della portata.

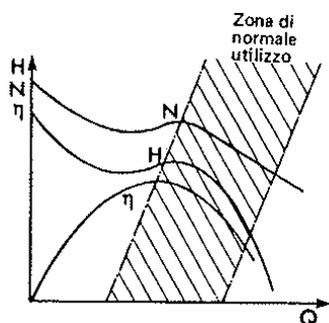


Fig. 45.41 – Curve caratteristiche di un ventilatore elicoidale.

Quando sussistono problemi di rumorosità, non conviene superare velocità tangenziali superiori a 20 m/s.

La prevalenza dei ventilatori elicoidali raggiunge al massimo $200 \text{ kg}_f/\text{m}^2$ ($\approx 2000 \text{ Pa} \approx 0.0002 \text{ atm}$: $1 \text{ bar} \approx 1 \text{ atm} \approx 10^5 \text{ Pa} \approx 10^6 \text{ kg}_f/\text{m}^2$).

L'accoppiamento ventilatore - motore può essere del tipo diretto (il motore è pertanto immerso nel flusso d'aria) oppure assicurato a mezzo di cinghie.

45.9. ESEMPIO DI DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO DI ASPIRAZIONE

In sintesi, il progetto di un impianto di aspirazione si affronta, nel caso più generale, sviluppando la seguente procedura:

- 1) si individua il layout dei condotti;
- 2) si disegnano le varie cappe, in modo da poterne stimare il coefficiente di ingresso;
- 3) si calcola la portata d'aria nelle singole cappe;
- 4) si dimensionano i vari condotti e si determinano le velocità dell'aria negli stessi;
- 5) si valutano la prevalenza e la portata d'aria totali richieste al ventilatore, risalendo poi alla potenza assorbita dal motore dello stesso.

Il calcolo deve partire dalla cappa più lontana e procedere attraverso il condotto principale e le derivazioni fino al ventilatore.

Per il dimensionamento dei condotti, si considera la portata d'aria occorrente e si impone $A \leq Q/v$.

Converrà naturalmente considerare alcuni diametri in alternativa, fra i quali, dopo aver calcolato le perdite di carico totali nel circuito e la potenza assorbita dal motore del ventilatore, si sceglierà quello più conveniente.

La resistenza totale di un impianto di aspirazione eguaglia la somma delle perdite dovute a:

- ingresso nella cappa;
- resistenza nei condotti, ivi comprese curve, innesti nel condotto principale, raccordi;
- perdite nell'eventuale depuratore;
- resistenza nel condotto fra depuratore (eventuale) ed elettroventilatore;
- resistenza nel condotto di scarico a valle dell'elettroventilatore;
- massima altezza cinetica nel sistema.

Già si è visto come si determina la perdita di carico in una cappa caratterizzata da un'area di imbocco A_0 , coefficiente di ingresso C e fattore di perdita di carico j noti.

Le perdite di carico nei condotti dovute alle resistenze di attrito possono essere calcolate utilizzando la fig. 45.12 oppure mediante le formule (45.37) o (45.38): infatti, per ognuno dei diametri considerati in alternativa, risulta nota la sezione dei condotti e la velocità dell'aria negli stessi.

Le perdite in curve, raccordi, giunzioni, ti, riduzioni, ecc. sono facilmente determinabili considerando le rispettive lunghezze equivalenti oppure le perdite di carico corrispondenti ad ogni resistenza accidentale (v. la tab. 45.XII per le prime e la tab. 45.XIII per le seconde).

Applichiamo il procedimento ad un caso pratico, ad esempio quello schematizzato in fig. 45.42. Come si vede, si tratta di un impianto destinato ad assicurare l'aspirazione da tre punti diversi, corrispondenti ad altrettante macchine.

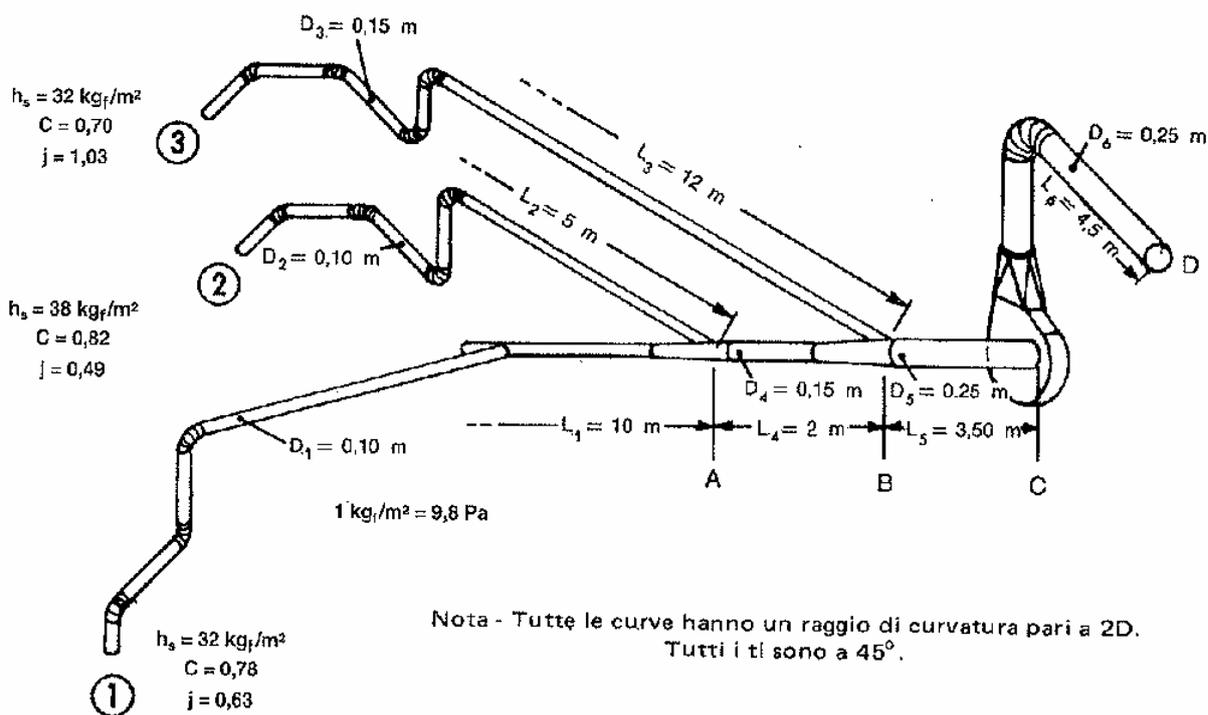
I diametri dei tre condotti secondari (a sezione circolare) e le depressioni statiche agli imbocchi degli stessi siano stati scelti in via preliminare (e provvisoria) in base all'esperienza oppure seguendo le indicazioni dei fornitori delle macchine o ancora ricorrendo a tabelle del tipo di quelle riportate

nelle pagine precedenti.

Il coefficiente di ingresso relativo a ciascuna delle tre cappe aspiranti sia stato valutato dopo aver definito la forma delle stesse e, ad esempio, utilizzando le indicazioni fornite dalla fig. 45.27 o simili: il diagramma di fig. 45.28 consente, una volta noto il coefficiente C , di ricavare il fattore di perdita di carico j .

In definitiva, i dati di partenza per la soluzione del problema siano quelli raccolti nella tab. 45.XVIII.

Le lunghezze dei vari condotti, le curve, i θ , in una parola le caratteristiche dell'impianto, sono evidenziate nella fig. 45.42.



Nota - Tutte le curve hanno un raggio di curvatura pari a 2D. Tutti i θ sono a 45°

Fig. 45.42 – Layout e parametri caratteristici di un impianto per l'aspirazione delle polluzioni prodotte da tre macchine.

Consideriamo dapprima il tratto di condotto compreso fra la macchina più lontana (cioè la macchina 1) e il θ contrassegnato in fig. 45.42 con la lettera A ed esprimiamo le varie cadute di pressione in termini di altezza cinetica h_v :

- perdita di carico nella cappa dell'ingresso 1: per la (45.46) risulta:

$$h_s = (1+j) h_v = (1 + 0.63) h_v = 1,63 h_v$$

Tabella 45.XVIII - Dati di partenza pe'r il dimensionamento dell'impianto di fig. 45.42.

Macchina N.	Coefficiente di ingresso m	Coefficiente di ingresso C	Perdita di carico all'ingresso j	Depressione di statica Kg _f /m ²
1	0,100	0,78	0,63	32
2	0,100	0,82	0,49	38
3	0,125	0,70	1,03	32
Curve	: R ≈ 2D		1 kg _f /m ² = 9,8 Pa	
Ti	: a 45°			
Aumenti di sezione	: β < 5°			

- perdita di carico nei 10 m del condotto 1-A di D = 0,10 m: in base alla formula (45.37) ed alla tab. 45.XI si ricava:

$$\lambda \frac{L}{D} h_v = 0.02 \frac{10}{0.10} h_v = 2 h_v$$

- perdita di carico nelle 3 curve dei condotto 1 - A (tab. 45.XIII):

$$3 * 0.20 h_v = 0.60 h_v$$

- perdita di carico nei 2 ti dei condotto 1 - A (tab. 45.XIII):

$$2 * 0.20 h_v = 0.40 h_v$$

- perdita di carico totale nel condotto 1 - A:

$$4.63 h_v \text{ (kg}_f\text{/m}^2\text{)}$$

D'altra parte, in corrispondenza dell'ingresso nel condotto 1, h_s è nota, per cui, in quei punto

$$1,63 h_v = h_s = 32 \text{ kg}_f\text{/m}^2$$

Se ne deduce che

$$h_v = \frac{32}{1.63} \approx 19.6 \text{ kg}_f\text{/m}^2$$

cosicché la h_s in A vale

$$h_s = 4,63 * 19,6 \approx 91 \text{ kg}_f\text{/m}^2$$

Dalla $h_v = \frac{v^2}{16}$ è poi possibile ricavare la velocità dell'aria nel condotto

$$v = 17,7 \text{ m/s}$$

e poiché

$$A = 0,00785 \text{ m}^2$$

$$Q = 0,00785 * 17,7 = 0,139 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Si procede analogamente per gli altri tronchi di condotto dell'impianto: i relativi calcoli sono riportati nella tabella riepilogativa 45.XIX.

Ancora con riferimento al tronco di condotto 1-A, se anziché h_s all'inizio del condotto si fosse conosciuta, per esempio in base all'esperienza, la velocità che l'aria deve avere nel condotto per assicurare l'aspirazione della polluzione prodotta dalla macchina 1, si sarebbero potuti impostare i calcoli nel modo seguente.

Supponendo, in via preliminare, $v = 18 \text{ m/s}$, risulterebbero:

- depressione all'inizio del condotto:

$$h_s = (1 + j) \frac{v^2}{16} = 33 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

- perdita di carico nei 10 m del condotto 1 - A di $D = 0,10 \text{ m}$ (fig. 45.1 2):

$$h_s = 48 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

- perdita di carico nelle 3 curve e nei 2 ti del condotto 1-A: si consideri la corrispondente lunghezza equivalente (tab. 45.XII)

$$L_{eq} = 5 * 10 * 0,10 = 5\text{m}$$

per cui la relativa perdita di carico vale

$$h_s = 24 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

Perdita di carico totale nel condotto 1-A:

$$h_s = 105 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

inoltre:

$$Q = 0,00785 * 18 = 0,141 \text{ m}^3/\text{s}$$

e poiché in corrispondenza dell'ingresso 1

$$h_s = 1.63 h_v = 33$$

risulta

$$h_v = \frac{33}{1.63} = 20.2 \text{ kg}_f/\text{m}^2$$

per cui la perdita di carico in A espressa in funzione di h_v vale

$$\frac{105}{20.2} h_v \approx 5 h_v$$

Analogamente per gli altri tronchi di condotto.

Ritorniamo alla tabella riepilogativa 45.XIX. Poiché le correnti d'aria provenienti dalle macchine 1 e 2 si riuniscono in A, in questo punto la pressione è la stessa e pertanto sono uguali le cadute di pressione dall'atmosfera in corrispondenza della macchina 1 al punto A e dall'atmosfera in corrispondenza della macchina 2 allo stesso punto A.

Perciò la perdita di carico (che nell'esempio di cui alla tab. 45.XIX è espressa in termini di altezza cinetica) nel tratto di condotto 2~A può considerarsi determinata. È allora possibile valutare la velocità e la portata d'aria in quel tronco.

Inoltre, procedendo a ritroso lungo il tronco di condotto A-2, si può risalire al valore della depressione che si produce nella cappa della macchina 2.

Sovente tale depressione risulta diversa da quella considerata preventivamente (per esempio, nel caso in esame, la depressione nella cappa della macchina 2 è pari a $41 \text{ kg}_f/\text{m}^2$, mentre il valore assunto in base all'esperienza e riportato nella tabella dei dati di partenza era di $38 \text{ kg}_f/\text{m}^2$, inferiore quindi alla depressione che si ha in realtà).

Il modo migliore per annullare tali differenze di pressione è quello di ridurre o aumentare le resistenze lungo il condotto: nell'esempio di cui sopra, si tratta di ridurre le resistenze fra 2 ed A.

In base ai calcoli effettuati, risultano definite la portata di aria, la prevalenza totale e la potenza elettrica assorbita dal motore del ventilatore.

N.	Parte impianto	Descrizione	Caduta di pressione statica		Pressione statica nel condotto principale (kg/m ²)	Portata dei condotti (kg/m ²)	
			$\frac{h_s}{h_v}$	h_s (kg/m ²)			
1 2 3 4 5 6 7 8	Condotto da 1 ad A	Ingresso C = 0.78; $j = 0.63$ Condotto (10 m): $0.02 \frac{10}{0.10} =$ Curve (n. 3): $3 * 0.20 =$ Ti (n. 2): Perdita di carico da 1 ad A = $h_v = \frac{32}{1.63} 19.6; v = 17.7 \text{ m/s}$ $h_s \text{ in A: } 4.63 * 19.6 =$ $Q = 0.00785 * 17.7$	1.63 2.00 0.60 <u>0.40</u> 4.63	32	91	91	0.139
9 10 11 12 13 14 15 16	Condotto da 2 ad A						
17 18 19 20 21	Condotto da A ad B						
22 23 24 25 26 27 28 29	Condotto da 3 a B						
30 31 32	Condotto principale da B a C						
33 34 35 36	Condotto di scarico C - D						
37 38	Ventilatore						
39	Potenza assorbita						

Tabella 45.XIX - Calcoli relativi all'impianto di aspirazione di cui alla fig. 45.42.

N.	Parte dell'impianto	Descrizione	Caduta di pressione statica		Pressione statica nel condotto princip.	Portata nei condotti (m³/s)	
			$\frac{h_s}{h_v}$	h_s (kgf/m²)		secondari	principali
1	Condotto da 1 ad A	Ingresso: $C = 0,78; j = 0,63$	1,63	32	91	91	0,139
2		Condotto (10 m): $0,02 \cdot \frac{10}{0,10} =$	2,00				
3		Curve (n. 3): $3 \cdot 0,20 =$	0,60				
4		Ti (n. 2): $2 \cdot 0,20 =$	0,40				
5		Perdita di carico da 1 ad A =	4,63				
6		$h_v = \frac{32}{1,63} = 19,6; v = 17,7 \text{ m/s}$					
7		$h_s \text{ in A: } 4,63 \cdot 19,6 =$		91			
8		$Q = 0,00785 \cdot 17,7 =$					
9	Condotto da 2 ad A	Ingresso: $C = 0,82; j = 0,49$	1,49	41 (1)	91		0,165
10		Condotto (5 m): $0,02 \cdot \frac{5}{0,10} =$	1				
11		Curve (n. 3): $3 \cdot 0,20 =$	0,60				
12		Ti in A (n. 1): $1 \cdot 0,20 =$	0,20				
13		Perdita di carico da 2 ad A =	3,29				
14		$h_s \text{ in A} =$					
15		$h_v = \frac{91}{3,29} = 27,6; v = 21 \text{ m/s}$					
16		$Q = 0,00785 \cdot 21 =$					
17	Condotto principale da A a B	Condotto (2 m):	0,18	4,4	98,7		0,304
18		Ti in B (n. 1): $1 \cdot 0,18 =$		3,3(2)			
19		$v = \frac{0,304}{0,0177} = 17,2; h_v = 18,5$					
20		Perdita di carico da A a B =		7,7			
21	$h_s \text{ in B} =$						
22	Condotto da 3 a B	Ingresso: $C = 0,70; j = 1,03$	2,03	47,3	98,7		0,342
23		Condotto (12 m): $0,018 \cdot \frac{12}{0,15} =$	1,44				
24		Curva (n. 3): $3 \cdot 0,20 =$	0,60				
25		Ti in B (n. 1): $1 \cdot 0,18 =$	0,18				
26		Perdita di carico da 3 a B =	4,25				
27		$h_s \text{ in B} =$					
28		$h_v = \frac{98,7}{4,25} = 23,2; v = 19,3 \text{ m/s}$					
29	$Q = 0,0177 \cdot 19,3 =$						
30	Condotto principale da B a C	Condotto (3,5 m):		2,4	101,1		0,646
31		Perdita di carico da 1 a C (depressione al ventilatore), $h_s \text{ in C} =$					
32		Portata del ventilatore =					0,646
33	Condotto di scarico C - D	Condotto (4,5 m):	0,20	3,1			0,646
34		Curva (n. 1): $1 \cdot 0,20 =$		2,2			
35		$v = \frac{0,646}{0,049} = 13,2 \text{ m/s}; h_v = 10,9$					
36		Perdita di carico da C a D =		5,3			
37	Ventilatore	Contropressione del ventilatore (in base all'esperienza) =		13	18,3		
38		$h_s \text{ in C} =$					
39	Potenza assorbita	$P = \frac{0,646 \cdot 118,4}{102 \cdot 0,6} = 1,26 \text{ kW}$	Si adotta un motore elettrico serie unificata MEC/EC da 1,6 kW in c.c. tipo chiuso (IP 55).				

(1) Prodotto di $(1 + j) = 1,49$ (riga 9) per la $h_v = 27,6$ (riga 15).
 (2) Prodotto di $0,18$ (riga 18) per $h_v = 18,5$ (riga 19).

45.10. IMPIANTI DI DEPURAZIONE DELL'ARIA DA POLVERI E FUMI

La funzione degli impianti di depurazione è di sottrarre le polluzioni al flusso d'aria che le ha aspirate dagli ambienti di lavoro o dalle fonti inquinanti, scaricando l'aria in condizioni di purezza accettabili o comunque non dannose. Quando le polluzioni sono costituite da polveri o fumi, tale separazione è ottenuta con impianti di depurazione del tipo a secco oppure a umido.

Si definisce *efficienza* di un impianto di depurazione il rapporto fra la quantità di inquinante trattenuta dall'impianto stesso e la quantità totale presente nell'aria prima della depurazione. In pratica, si fa sovente riferimento alla quantità di inquinante rimasta nell'aria a valle dell'impianto (normalmente misurata, se si tratta di polveri, in mg/Nm^3 di gas), stante la difficoltà di misurare la concentrazione della polluzione a monte del depuratore.

Impianti di depurazione a secco

Comprendono, fra gli altri, i seguenti tipi di depuratori:

- a) **meccanici**, fra i quali citiamo:
- le camere di sedimentazione;
 - i separatori a urto;
 - i cicloni ed i multicicloni.

Le camere di sedimentazione (fig. 45.43) rappresentano il tipo più semplice di depuratore: consistono in una camera di dimensioni tali da ridurre la velocità dell'aria e consentire la sedimentazione delle particelle di polvere per gravità.

Per ottenere una buona separazione delle polveri dall'aria, occorre quindi disporre di camere molto grandi oppure avere a che fare con particelle sufficientemente pesanti. Pertanto, anche se la loro costruzione è semplice e poco costosa, le camere di sedimentazione sono poco usate a causa della bassa efficienza di separazione e del notevole ingombro.

La loro applicazione è limitata, in genere, alla separazione delle particelle più grossolane (superiori a $50 - 100 \mu\text{m}$) a monte di impianti di depurazione più efficienti.

I separatori a urto (fig. 45.44) determinano, grazie ad appositi deflettori, una brusca variazione di direzione della corrente gassosa: conseguentemente, la maggior inerzia della polvere provoca la sua separazione dall'aria. Le particelle che si possono trattenere nei separatori a urto hanno una granulometria media superiore a $20 - 50 \mu\text{m}$.

Essenzialmente, un ciclone (fig. 45.45) consiste in un cilindro con una entrata tangenziale, una uscita assiale verso l'alto e una parte inferiore di forma conica dotata di apparecchiatura per lo scarico delle polveri trattenute (v. capitolo 29).

La posizione tangenziale dell'apertura di ingresso nel ciclone e l'alta velocità dell'aria provocano un moto circolare del flusso gassoso: conseguentemente, le particelle, a causa della maggior inerzia, precipitano lungo le pareti del separatore. L'aria invece segue dapprima una spirale discendente per poi risalire assialmente verso l'uscita.

Poiché l'efficacia della forza centrifuga diminuisce all'aumentare del diametro del ciclone (v. § 45.5.11), quando le portate d'aria inquinata sono elevate, anziché maggiorare le dimensioni del ciclone si ricorre a più cicloni disposti in parallelo (fig. 45.46).

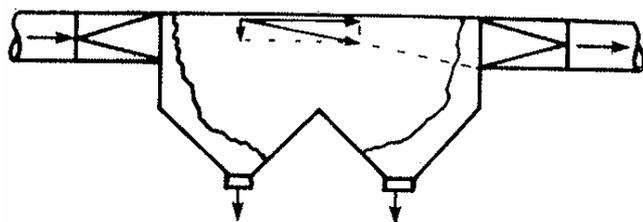


Fig. 45.43 – Camera di sedimentazione o separatore a gravità.

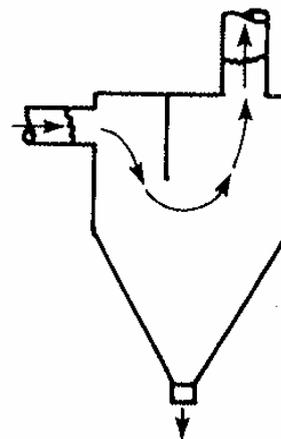


Fig. 45.44 – Separatore ad urto od a inerzia d'urto.

A fronte di un costo di acquisto e di esercizio relativamente modesto, i depuratori a ciclone non sono adatti per separare polluzioni aventi una granulometria media inferiore a $10\ \mu\text{m}$ e raggiungono efficienze di separazione non molto elevate (80% circa per particelle aventi una granulometria media di $30\ \mu\text{m}$; come massimo si può arrivare al 90% nei caso dei multicicloni): per questi motivi sono sovente installati a monte di impianti di depurazione aventi più elevate efficienze.

b) a maniche o a tessuto.

Consistono essenzialmente in:

- una camera a struttura metallica contenente il sistema filtrante, con sottostanti tramogge atte a raccogliere e ad evacuare, attraverso apposite apparecchiature (valvole rotanti, coclee, ecc.), le polveri separate dalla corrente gassosa¹⁶;
- un sistema filtrante costituito da una serie di maniche tubolari o "a sacco", confezionate con tessuti scelti in relazione alle caratteristiche chimico - fisiche del fluido da depurare: si impiegano tessuti in fibre naturali (cotone, lana), sintetiche (nylon, orlon, dacron, nomex e simili) o minerali (fibre di vetro);
- un dispositivo di pulizia atto a rimuovere le particelle trattenute dalle maniche del sistema filtrante: i dispositivi più frequentemente impiegati sono del tipo a scuotimento meccanico delle maniche o ad insufflazione di aria in senso opposto a quello del fluido da depurare; tali sistemi richiedono che, durante le operazioni di pulizia, il flusso dell'aria polverosa si interrompa; per ovviare a tale inconveniente si adottano sovente altri dispositivi, detti a pulizia continua, i quali alimentano getti d'aria ad alta pressione sulla superficie pulita delle maniche, in modo da rimuovere particelle depositatesi sulla superficie opposta. Per non interrompere il funzionamento dell'impianto di depurazione, l'operazione di pulizia (attuata con uno dei metodi suddetti) interessa in successione gruppi parziali di maniche. La scelta del dispositivo di pulizia dipende in modo particolare dalle caratteristiche chimico - fisiche delle particelle da separare (granulometria, temperatura, ecc.).

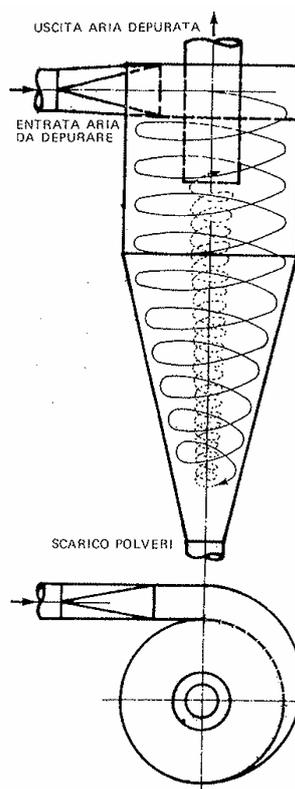


Fig. 45.45 – Depuratore a ciclone.

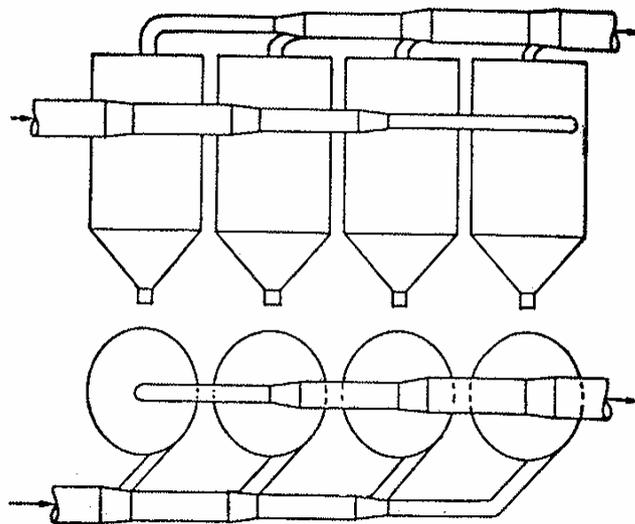
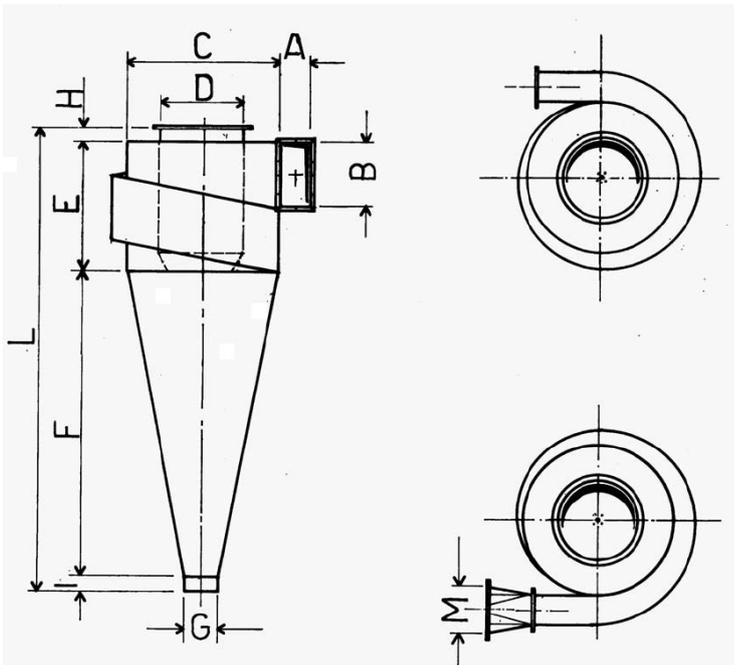


Fig. 45.46 – Depuratore multiciclonico.

¹⁶ La polvere separata dai filtri a maniche può essere raccolta in sili o tramogge oppure trasformata in palline sferoidali mediante apposite macchine granulatorie.



DATI / DATA					DIMENSIONI / DIMENSIONS										
Tipo Type	Q m ³ /h Q m ³ /b	mm c.a. HS mm w.g. HS	Ø min. part. Ø min. part.	V ingr. V inlet	A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M
1	1000	68	0.11	18	80	200	350	250	400	800	100	30	80	1310	130
1.5	1500	65	0.13	18	100	230	480	300	460	1100	130	30	80	1670	150
2	2000	62	0.16	18	130	250	600	320	500	1400	150	50	100	2050	180
2.5	2500	62	0.19	18	130	300	650	350	600	1500	150	50	130	2280	180
3	3000	58	0.21	18	150	320	700	380	640	1650	180	50	130	2520	200
4	4000	57	0.22	18	150	430	750	420	860	1800	200	80	150	2890	230
4.5	4500	57	0.23	18	150	450	800	480	900	1900	230	80	150	3060	250
5.5	5600	56	0.25	18	150	550	950	550	1100	2150	250	80	150	3530	280
8	8000	52	0.27	19	180	700	1100	580	1400	2200	280	80	180	3900	300
9.5	9500	51	0.28	18	200	750	1200	720	1500	2400	300	80	180	4250	380
11	11000	50	0.32	19	200	800	1250	750	1600	2600	380	80	200	4550	380
13	13000	50	0.40	20	220	820	1300	780	1640	2700	350	100	200	4640	400
16	16000	49	0.45	21	240	850	1450	850	1700	2800	380	100	220	4870	450
20	20000	48	0.48	25	250	880	1650	950	1760	2900	380	100	220	4980	500

N.B. Bear in mind that when reading the tables, the values are given with the European decimal notation; for English readers the comma should be taken as the decimal point.

NON SI PORTA.

Nell'impianto di fig. 45.47, l'aria e la polvere in essa contenuta vengono immesse, attraverso una condotta (in pressione o in depressione), in una camera sottostante ai filtri a maniche veri e propri; in tale camera avviene - per gravità - una prima separazione delle particelle più grandi o più pesanti. La restante polluzione è trascinata dall'aria dentro le maniche e qui trattenuta (sulla superficie interna del tessuto); la corrente gassosa depurata prosegue invece il cammino verso l'apposita condotta di uscita dal filtro.

I depuratori a tessuto sono adatti per inquinanti aventi granulometria anche molto piccola (inferiore al micrometro), per i quali raggiungono efficienze di separazione elevate (in certi casi di poco inferiori al 100%).

Ciò significa, in pratica, che essi possono garantire, emissioni inferiori a 50 mg/Nm^3 ; sovente si sono rilevate concentrazioni residue di $20 - 30 \text{ mg/Nm}^3$.

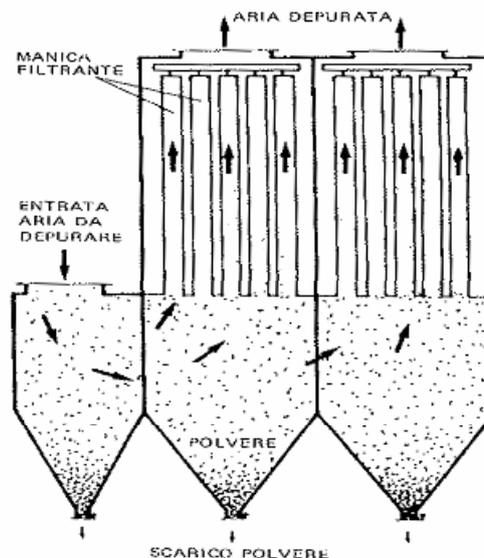


Fig. 45.47 - Depuratore a maniche.

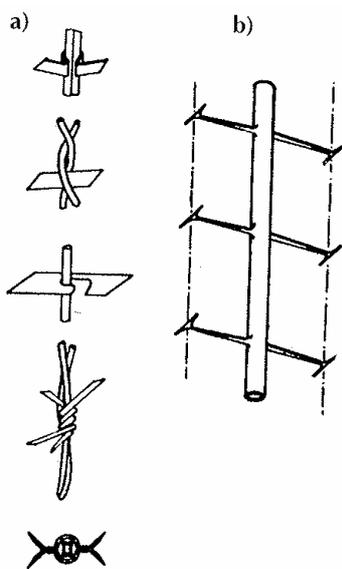


Fig. 45.49 - Tipi di elettrodi:

- con punti di emissione fissati su un elemento di sostegno;
- tubolare con bracci portanti i punti di emissione.

c) elettrostatici.

La polluzione viene fatta passare attraverso un campo elettrostatico ad alta tensione formato da due gruppi di elettrodi, di cui quello negativo è carico, mentre quello positivo è posto a terra. In tale campo, le particelle ricevono una carica negativa, dopo di che sono attratte verso l'elettrodo positivo.

Si hanno depuratori elettrostatici a piastre e a tubi. I primi (fig. 45.48) consistono, schematicamente, in una camera a sezione rettangolare con struttura metallica contenente un certo numero di piastre disposte parallelamente e a distanza costante, funzionanti come elettrodi posti a terra; nello spazio compreso fra le piastre è sospesa verticalmente una serie di fili¹⁷ ad alto potenziale negativo: il gas da depurare passa tra i fili emettitori e le piastre e l'inquinante si deposita su queste ultime, impulsi meccanici comandati automaticamente fanno vibrare le piastre rimuovendo la polvere.

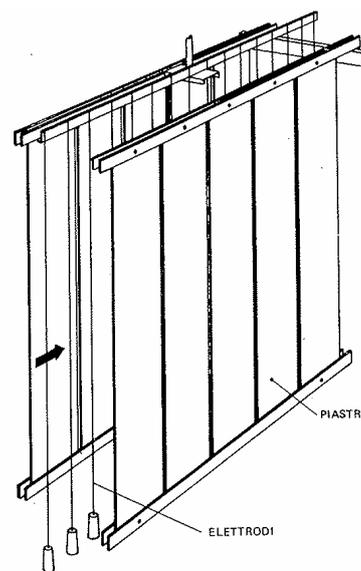


Fig. 45.48 - Schema di depuratore elettrostatico a piastre.

¹⁷ Può trattarsi di elettrodi a profilo costante per tutta la loro lunghezza oppure di punti di emissione, aventi forme svariate, fissati su appositi elementi portanti (fig. 45.49.a) o ancora di tubi dotati di bracci sopportanti i punti di emissione (fig. 45.49.b).

I depuratori elettrostatici a tubi (fig. 45.50) consistono in una serie di tubi, generalmente a sezione poligonale, racchiusi in un apposito involucro metallico, dentro i quali fluisce - dal basso verso l'alto - il gas da depurare. Lungo l'asse di tali tubi sono sospesi, sotto forma di fili, gli elettrodi di carica, mentre i tubi costituiscono gli elettrodi collettori della polvere. La polluzione depositata sulla superficie interna dei tubi viene rimossa facendo passare in essi un flusso d'acqua.

Con polveri aventi una granulometria superiore al micrometro, i filtri elettrostatici assicurano efficienze di depurazione dello stesso ordine di grandezza di quella dei filtri a maniche. I residui di polvere nell'aria depurata variano mediamente tra 20 a 60 mg/Nm³ (a seconda del tipo e della composizione dell'emissione trattata). Comportano, ovviamente, alti costi di investimento e di esercizio.

Tanto i depuratori a piastre quanto quelli a tubi vengono suddivisi in più sezioni, in modo che sia possibile intercettare una sezione alla volta per rimuovere la polvere senza dover interrompere il funzionamento dell'impianto e, ovviamente, senza che l'efficienza di filtrazione ne risenta.

Impianti di depurazione a umido

I depuratori a umido disponibili sul mercato differiscono gli uni dagli altri sia come funzionamento sia come grado di efficienza. Tutti però prevedono un lavaggio dell'aria inquinata con un liquido (di solito acqua) che sottrae le particelle in essa contenute. Tali depuratori hanno un vasto campo di applicazione, ivi compresa la depurazione di gas ad alta temperatura o ad elevato tenore di umidità oppure contenenti particelle con proprietà adesive.

Apposite vasche di sedimentazione provvedono alla separazione delle polluzioni dall'acqua di lavaggio e consentono anche il recupero ed il ricircolo di buona parte di tale acqua.

I tipi di depuratori a umido più usati sono i seguenti:

a) Idrofiltri ad azione centrifuga

La fig. 45.51 si riferisce ad uno di tali depuratori: una torre cilindrica contiene una serie di settori costituiti da alette direttrici lambite da una pioggia d'acqua che cade dall'alto. L'aria entra nella parte inferiore della torre da una apertura tangenziale che le imprime un moto circolare; subisce perciò una prima azione volta a rimuovere le particelle più grossolane. Successivamente, la corrente fluida attraversa i vari settori separatori, dove avviene la vera e propria azione di lavaggio, infine, incontra un "separatori di gocce" che trattiene le particelle d'acqua in sospensione, evitando che le stesse vengano trascinate all'esterno con il gas depurato.

I depuratori a umido ad azione centrifuga sono adatti per filtrare gas contenenti fino al 25% di polvere con granulometria media inferiore a 10 µm. È possibile ottenere efficienze di separazione del 95 - 98%¹⁸. Il fabbisogno di acqua varia di solito da 300 a 500 litri ogni 1000 m³ di aria aspirata.

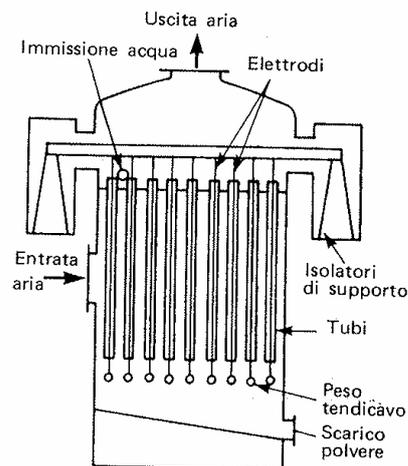


Fig. 45.50 – Depuratore elettrostatico a tubi.

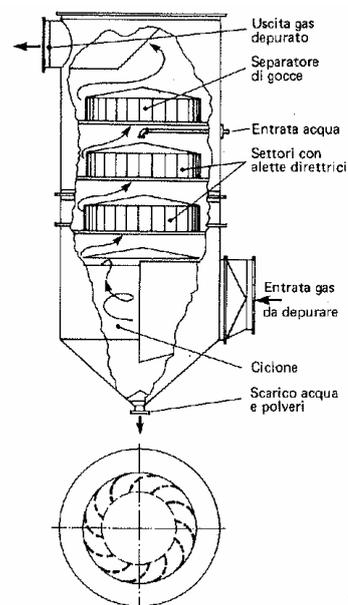


Fig. 45.51 – Depuratore a umido ad azione centrifuga.

¹⁸ La fig. 45.52 riporta un diagramma efficienza di filtrazione-granulometria della polvere (costituita prevalentemente da sabbia silicea, nero fumo e bentonite) relativo a un idrofiltro ad azione centrifuga: come si può rilevare, l'efficienza di separazione dipende dalle dimensioni delle particelle.

b) *Filtri Venturi* (fig. 45.53)

Il principio di funzionamento consiste nel far passare le polluzioni in una gola a sezione ridotta (fig. -45.54) così da elevarne la velocità fino a 20 m/s; nella stessa gola si immette una certa quantità di acqua perpendicolarmente alla corrente gassosa: l'elevata velocità del gas polverizza l'acqua e le varie goccioline incorporano una o più particelle di inquinante. Dopo il Venturi, la velocità del gas diminuisce rapidamente, mentre le gocce di liquido, a causa della loro inerzia, non subiscono eguale rallentamento: ne risulta così facilitato l'abbattimento in un separatore a ciclone previsto a valle del Venturi. L'efficienza di tali filtri varia notevolmente con la velocità dell'aria nella gola (dipende quindi dalla perdita di carico ovvero dalla potenza assorbita): è possibile raggiungere efficienze prossime al 100% anche con particelle submicroniche. Il fabbisogno di acqua varia di solito fra 500 e 1500 litri ogni 1000 m³ di aria aspirata.

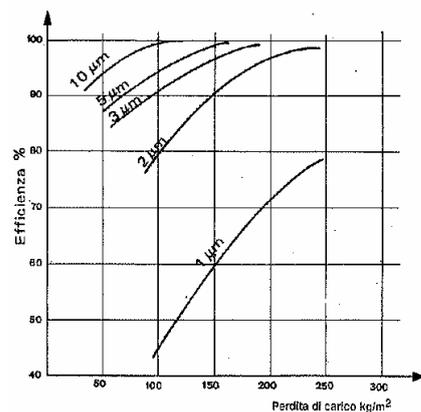


Fig. 45.52 – Diagramma dell'efficienza di un idrofiltro ad azione centrifuga.

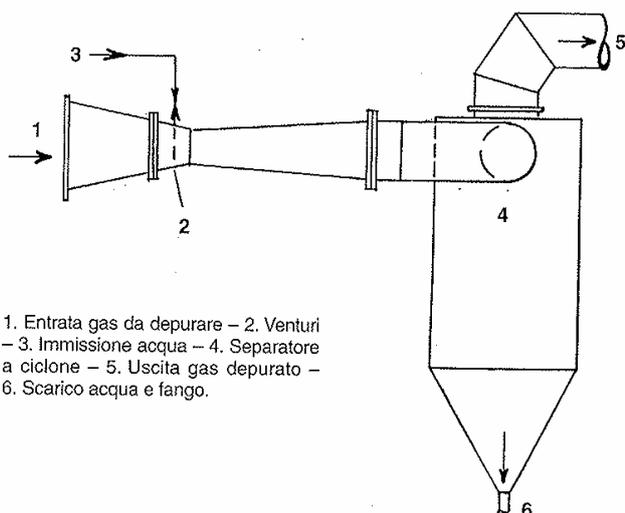


Fig. 45.53 - Depuratore a umido Venturi.

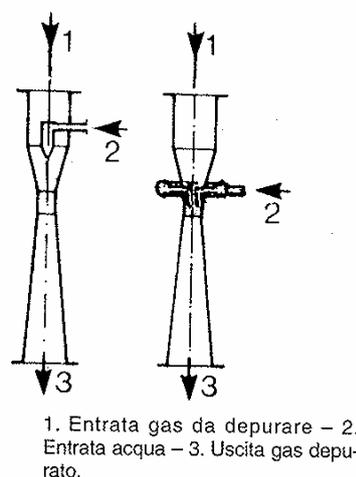


Fig. 45.54 - Sezioni Venturi per idrofiltri.

c) *Elettrofiltri a umido*

Quando le polveri da separare presentano sfavorevoli caratteristiche elettriche oppure i gas aspirati possono incendiarsi od esplodere o ancora nei casi in cui si prevedono condizioni di esercizio molto variabili, si ricorre a filtri elettrostatici a umido, i quali - rispetto agli elettrofiltri a secco - hanno preinserita una zona di lavaggio ad acqua per l'abbattimento delle particelle più grandi. Le particelle più fini vanno invece a depositarsi sugli elettrodi posti a terra, dai quali sono distaccate mediante una pioggia d'acqua che agisce ad intervalli regolari di tempo.

Scelta del depuratore

La scelta di un impianto di depurazione va anzitutto circoscritta ai tipi che risultano adatti allo scopo prefissato, in base ai seguenti parametri:

- grado di depurazione che si vuole ottenere;
- portata e caratteristiche chimico - fisiche della corrente fluida¹⁹;
- caratteristiche chimico - fisiche delle particelle inquinanti¹⁸;
- concentrazione della polluzione nella corrente fluida¹⁸.

Il grafico di fig. 45.55 fornisce una indicazione approssimata dei campi di impiego dei depuratori in funzione della granulometria delle emissioni da trattare.

Effettuata una prima selezione in base ai fattori di cui sopra, si sceglie il tipo di impianto di depurazione considerando i seguenti elementi:

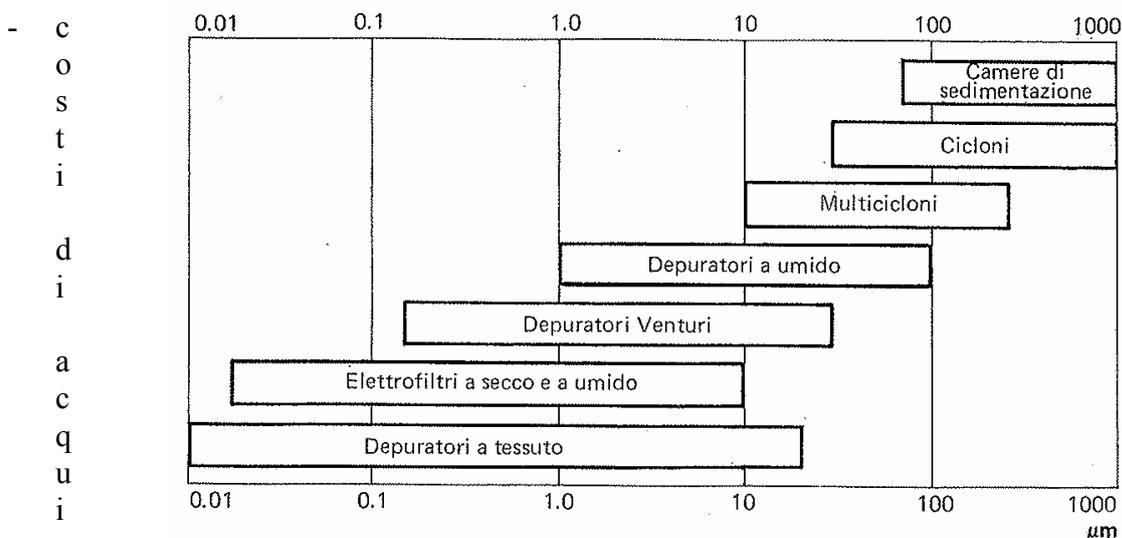


Fig. 45.54 - Campi approssimativi di impiego dei depuratori industriali.

- , esercizio e manutenzione;
- valori dell'efficienza di separazione in funzione delle dimensioni medie e della composizione percentuale delle emissioni da filtrare, nonché del periodo intercorrente fra una pulizia e l'altra del filtro;
- dimensioni di ingombro dell'impianto di depurazione;
- perdita di carico minima (dopo la pulitura}, media e massima (prima della pulitura). Il D.M. 12 luglio 1990 elenca i principali impianti di abbattimento disponibili, precisando i rispettivi campi di applicazione, nonché vantaggi e svantaggi.

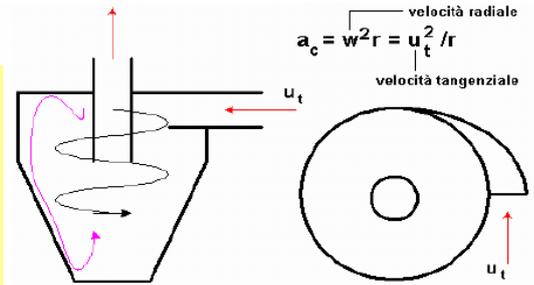
¹⁹ Tali parametri possono variare con il tempo.

LETTURE E MATERIALI INTEGRATIVI

Cicloni

Volendo accelerare le particelle con una accelerazione maggiore di quella di gravità, è possibile sottoporre il gas ad un moto circolare in cui l'accelerazione centrifuga è notevolmente superiore a quella gravitazionale.

Tale meccanismo si realizza nei cicloni, che sono dispositivi inerziali di separazione che sostituiscono al campo gravitazionale un campo centrifugo generato da una velocità tangenziale u_t impressa in ingresso al gas.



Legge di Stokes:

$$C_D = \frac{24}{Re} = \frac{24 \mu}{\rho u_r D_p}$$

L'azione contrastante in dir. radiale tra forza centrifuga e resistenza viscosa determina l'equilibrio dinamico delle particelle con diametro D_p ad un determinato raggio:

$$\frac{\pi}{6} D_p^3 (\rho_s - \rho) \frac{u_t^2}{r} = \frac{1}{2} C_D \rho u_r^2 \frac{\pi}{4} D_p^2 \longrightarrow \frac{\pi}{6} D_p^3 (\rho_s - \rho) \frac{u_t^2}{r} = \frac{1}{2} \frac{24 \mu}{\rho u_r D_p} \rho u_r^2 \frac{\pi}{4} D_p^2 = 3 \pi \mu u_r D_p$$

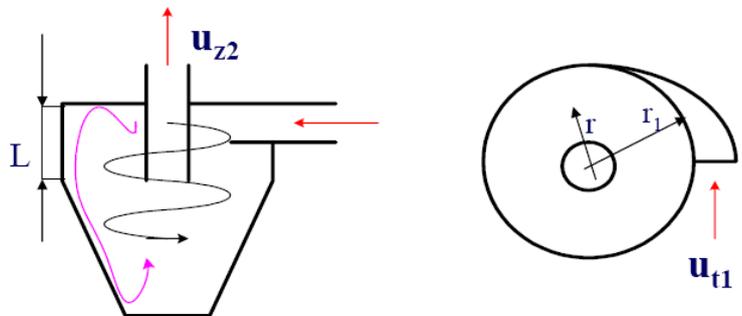
Le particelle, in virtù del moto tangenziale, assumono una componente radiale di deposizione (cfr. sedimentazione) u_r che dipende dal diametro delle particelle e dalla loro densità.

$$u_r = \frac{D_p^2}{18} \frac{(\rho_s - \rho)}{\mu} \frac{u_t^2}{r}$$

Confrontare con u_g "velocità di deposizione!"

Cicloni

PERDITE DI PRESSIONE



I cicloni presentano una perdita di carico complessiva rilevante:

- 1) En. Cinetica ingresso $\Delta p_i = \frac{1}{2} \rho u_{t1}^2$
- 2) En. Cinetica uscita $\Delta p_u = \frac{1}{2} \rho u_{z2}^2$
- 3) Presenza vortice tra r_1 e r_2 : $\Delta p_v = \rho u_{t1}^2 (r_1/r_2 - 1)$

$\Delta p = \Delta p_i + \Delta p_u + \Delta p_v$ in teoria, in pratica resta forte vorticità nella tubazione di scarico e la perdita è circa doppia:

Localmente:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{u_t^2}{r} = \frac{u_{t1}^2 r_1}{r^2}$$

Integrando tra r_1 e r_2 :

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho u_{t1}^2 (r_1/r_2 - \frac{1}{2}) + \frac{1}{2} \rho u_{z2}^2$$

Cycloni

I separatori a ciclone hanno più alte efficienze ($e_p \approx 85\%$)

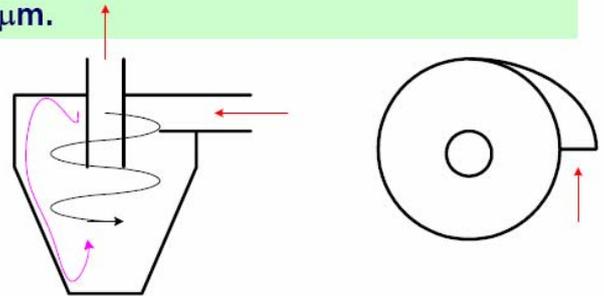
Sono apparecchi molto semplici, senza alcun organo in movimento e costruibili con qualunque materiale.

Sono costituiti da un corpo cilindrico con fondo tronco-conico che funge da tramoggia. Un cilindro di diametro minore esce dall'alto del ciclone, con la funzione di estrarre il gas depolverato.

Il gas viene alimentato tangenzialmente nella parte superiore del ciclone, ad una velocità superiore ai 15 m/s.

Le particelle solide sono spinte radialmente sulla parete del cilindro esterno dalla forza centrifuga, perdono la loro energia cinetica e cadono sul fondo per gravità, dove sono scaricate in una tramoggia.

Questi cycloni sono noti come **cycloni a grande diametro** e presentano efficienze accettabili solo su particelle maggiori di $10 \mu\text{m}$.



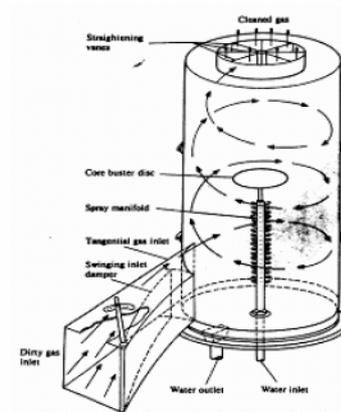
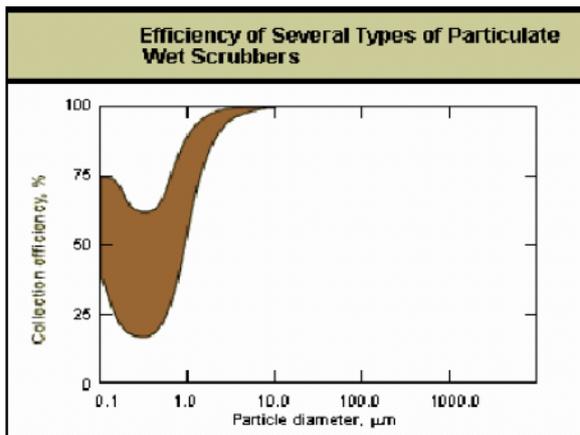
Cycloni

I cicloni, basando la loro efficienza sulla velocità di rotazione dei gas, risentono notevolmente delle variazioni della portata e dovrebbero essere installati solo su flussi a portata del gas costante.

Per far fronte a questo inconveniente e mantenere costante la velocità di ingresso del gas nel ciclone, si ricorre al montaggio di deflettori a farfalla che variano la sezione di ingresso e di conseguenza regolano la velocità del gas.

Per aumentare l'efficienza di separazione (90%), soprattutto su particelle fini, è possibile utilizzare i cicloni con spruzzatori di acqua all'interno. La dimensione delle gocce è una variabile che influenza l'efficienza della depolverazione.

Svantaggi: raffreddamento gas, perdite di carico, corrosione

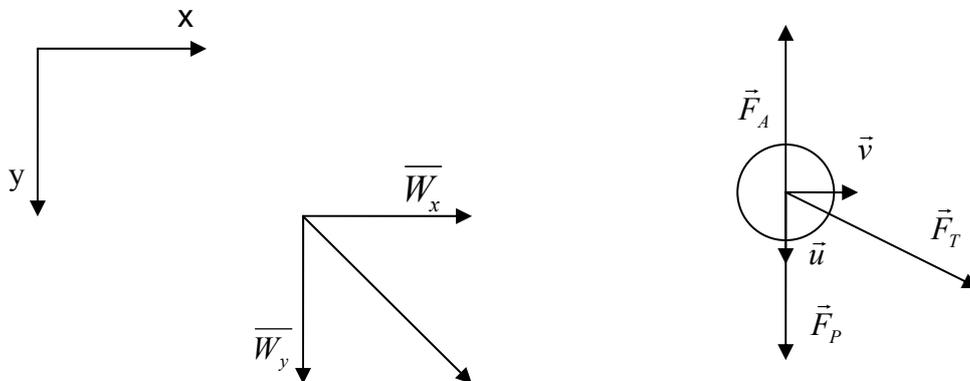


Proprietà dinamiche delle polluzioni

Si considerino delle particelle immerse in una corrente fluida e si facciano le seguenti ipotesi:

- particelle sferiche di diametro d
- particelle senza interazione reciproca
- dimensioni delle molecole del fluido trascurabili rispetto a quelle delle particelle.

Le forze che agiscono su ogni singola particella sono quindi le seguenti:



L'equazione di equilibrio

$$\sum F = m\vec{a}$$

$$\vec{F}_T + \vec{F}_P + \vec{F}_A = m\vec{a}$$

che proiettata sugli assi x e y fornisce il seguente sistema di equazioni:

$$\begin{cases} \vec{F}_{T_x} & = ma_x \\ -\vec{F}_A + mg + \vec{F}_{T_y} & = ma_y \end{cases}$$

La forza di trascinamento (F_T è la forza che si esercita sulla particella a causa delle azioni della corrente fluida in cui è immerso, è uguale ed opposta alla resistenza offerta dalla particella C_R) è data dalla relazione:

$$\vec{F}_T = C_D * A * \rho_f * \frac{v_{rel}^2}{2}$$

Il coefficiente C_D dipende dal moto del fluido intorno alla particella, che si

determina dal numero di Reynolds:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_f * d * v_{rel}}{\mu_f}$$

Se $\text{Re}_D < 1$ il moto è LAMINARE ed il coefficiente C_D vale:

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}_D}$$

Se $\text{Re}_D > 10^3$ il moto è TURBOLENTO ed il coefficiente C_D vale:

$$C_D \approx 0,44$$

SEDIMENTAZIONE

Sviluppando le equazioni precedenti si ha:

$$\begin{cases} C_D * A * \rho_f \frac{(w_x - v)|w_x - v|}{2} & = ma_x \\ \frac{4}{3} \pi \frac{d^3}{8} (\rho_s - \rho_f) g + C_D * A * \rho_f * \frac{(w_y - u)|w_y - u|}{2} & = ma_y \end{cases}$$

Ipotizziamo ora una corrente fluida che si muove in senso orizzontale, quindi:

$$w_y = 0$$

Valgono inoltre le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} v &\leq w_x \\ u &\geq 0 \end{aligned}$$

Da cui:

$$\begin{cases} C_D * A * \rho_f \frac{(w_x - v)^2}{2} & = ma_x \\ \frac{4}{3} \pi \frac{d^3}{8} (\rho_s - \rho_f) g + C_D * A * \rho_f * \frac{u^2}{2} & = ma_y \end{cases}$$

La prima equazione ci dice che in condizioni di regime viene raggiunta la massima velocità orizzontale:

$$w_x = v \Leftrightarrow a_x = 0$$

La seconda equazione:

$$C_D * \frac{\pi d^2}{4} \rho_f \frac{u^2}{2} = \frac{4}{3} \pi * \frac{d^3}{8} (\rho_s - \rho_f) g - m a_y$$

$$C_D * \frac{\pi d^2}{4} \rho_f \frac{u^2}{2} = \frac{4}{3} \pi * \frac{d^3}{8} (\rho_s - \rho_f) g - m a_y$$

ci dice che anche in questo caso la massima velocità verticale la si ha in condizioni di regime:

$$u^2 = \frac{4d(\rho_s - \rho_f)g}{3C_D \rho_f} \quad \text{VELOCITÀ DI SEDIMENTAZIONE}$$

Caso $Re_D < 1$ (MOTO LAMINARE)

$$C_D = 24/Re_D \quad Re_D = \frac{\rho_f * d * v_{rel}}{\mu_f} \quad C_D =$$

$$u^2 = \frac{4d(\rho_s - \rho_f)g}{3C_D \rho_f} = \frac{4d(\rho_s - \rho_f)g}{3\rho_f} \frac{\rho_f * d * v_{rel}}{24\mu_f} \Rightarrow \text{LEGGE DI STOKES}$$

$$u = \frac{d^2(\rho_s - \rho_f)g}{18\mu_f}$$

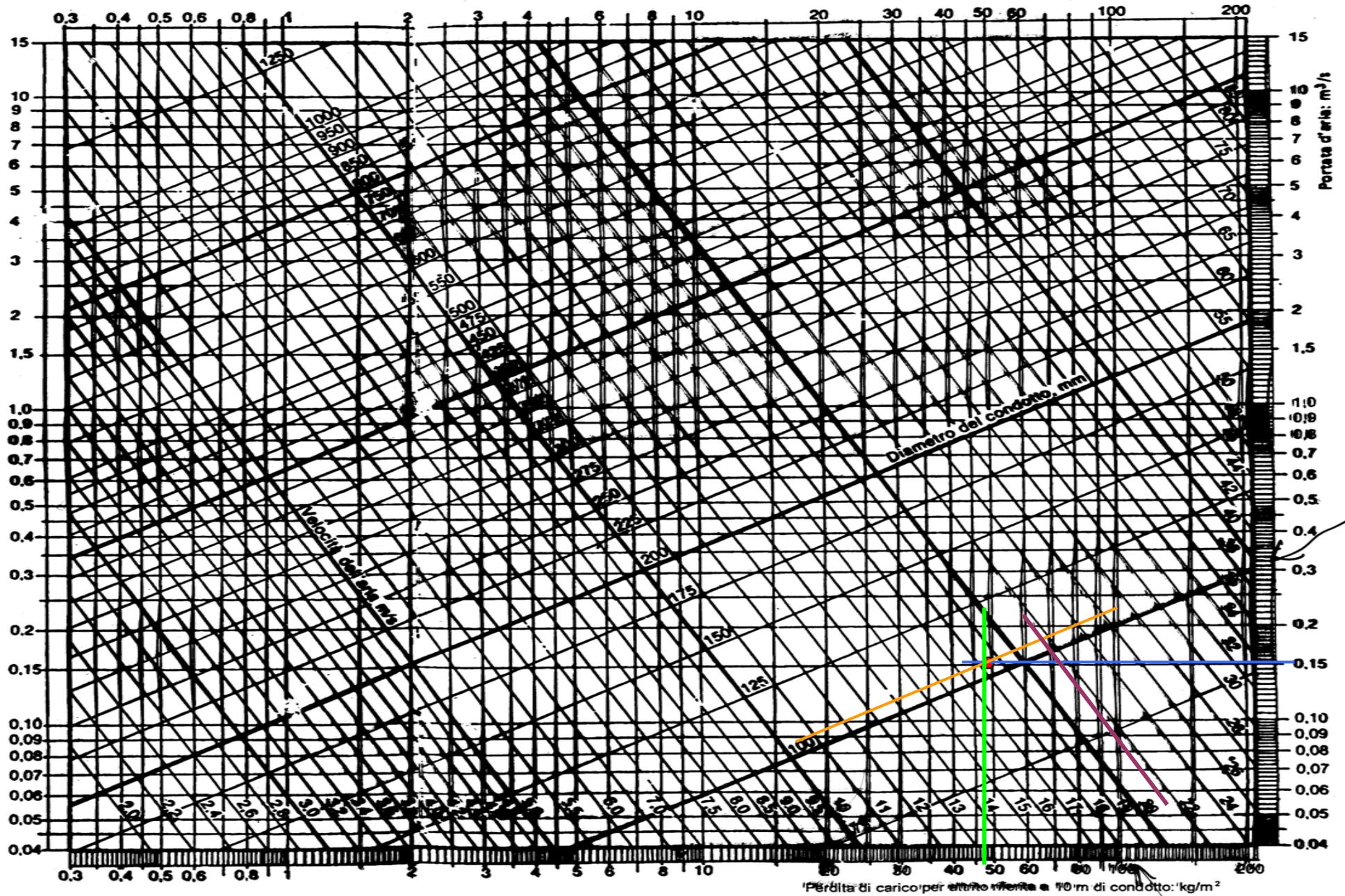
Caso $Re_D > 10^3$ (MOTO TURBOLENTO)

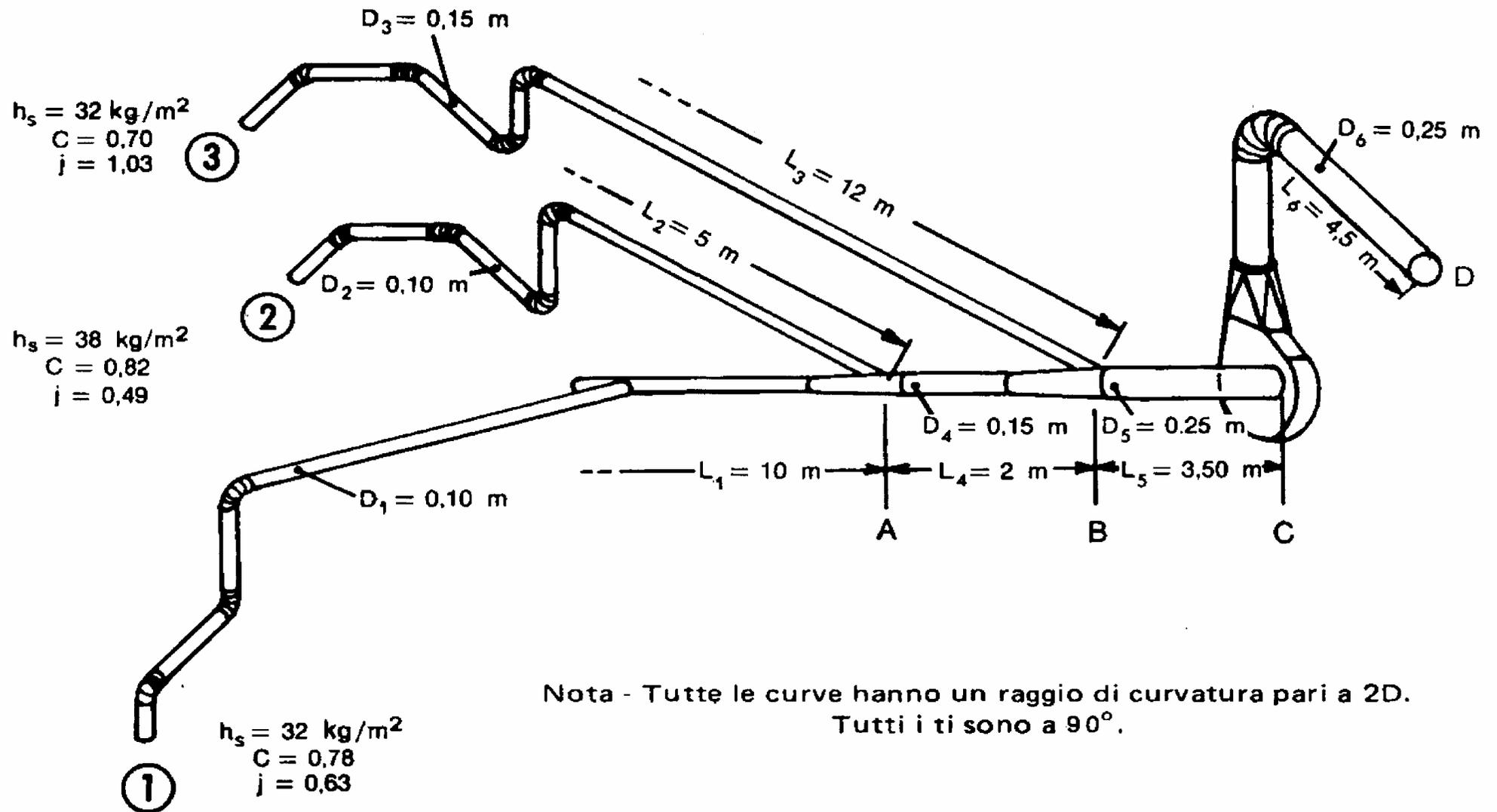
$$C_D \approx 0,44$$

$$u^2 = \frac{4d(\rho_s - \rho_f)g}{3C_D \rho_f} = \frac{4d(\rho_s - \rho_f)g}{3\rho_f * 0,44} \Rightarrow u = \sqrt{3d \left(\frac{\rho_s}{\rho_f} - 1 \right) g} \quad \text{LEGGE DI NEWTON}$$

$$1/0,44 \approx 2,27 \rightarrow 2,27 * 4/3 = 3,030 \approx 3.$$

DIAGRAMMA PER LA DETERMINAZIONE DELLE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE.





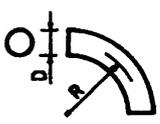
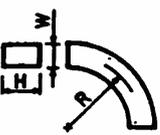
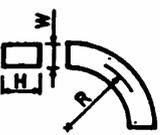
ESERCIZIO

È dato lo schema dell'impianto.

Si richiede di dimensionare le condotte e scegliere il ventilatore sapendo che:

- velocità minima di trasporto: 15m/s
- portata minima d'aria richiesta alle cappe: 0.14 m³/s

Sono date le caratteristiche delle accidentalità:

Figura	Caratteristiche	L/D	
	gomito	65	
	R/D = 0,75	23	
	R/D = 1,00	17	
	R/D = 1,50	12	
	R/D = 2,00	10	
	H/W	R/W (**)	L/W
	0,25	gomito	25
		0,50	25
		0,75	12
		1,00	7
1,50	4		
	gomito	49	
	0,50	40	

- le curve vengono considerate a °90, quindi $L_{eq}/D = 10$
- per i T_i si assume: $L_{eq}/D = 10$

identifichiamo il ramo principale: è quello che collega il ventilatore alla cappa (1).

Dimensioniamo il tratto 1-A.

Assumiamo come valore di primo tentativo:

$$v = 18 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = v \cdot A = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.15}{\pi \cdot 18}} = 0.103 \text{ m}$$

Si assume

$$\underline{D = 0.1 \text{ m}}$$

per cui:

$$Q = \pi/4 * d^2 * v = \pi (0.1)^2/4 * 18 = 0.141 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calcoliamo ora la perdita di carico nel tratto 1-A:

$$h_{s(1-A)} = h_{s(\text{cappa})} + h_{s(\text{distrib})} + h_{s(\text{acc.})}$$

nella ipotesi di aria in condizioni standard, 20°C, UR = 50%, pressioni non elevate, $\gamma =$

$$1.20 \text{ Kg}_f/\text{m}^3; h_v = \gamma \frac{v^2}{2g} = \frac{v^2}{16}$$

$$h_{s(1-A)} = h_{s(\text{cappa})} + h_{s(\text{distrib})} + h_{s(\text{acc.})}$$

Quindi, il primo termine risulta:

$$h_{s(\text{cappa})} = (1+j) h_v = (1+j) v^2/16 = (1+0.63) 18^2/16 = 33 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$



$$\begin{aligned} h_{s(\text{cappa})} &= (1+j) h_v = (1+j) v^2/16 = \\ &= (1+0.63) 18^2/16 = 33 \text{ kg}_p/\text{m}^2 \end{aligned}$$

Da diagramma delle perdite di carico distribuite ricaviamo:

$h_{s(\text{distrib.})} 48 \text{ kg}_p/\text{m}^2$ ogni 10 m di condotta.

Calcoliamo la lunghezza equivalente delle accidentalità:

3 curve
2 T_i

$$L_{\text{eq}} = (3+2) * 10 * 0.1 = 5 \text{ m}$$

Quindi:

$$h_{s(1-A)} = h_{s(\text{cappa})} + h_{s(\text{distrib})} + h_{s(\text{acc.})} =$$

$$h_{s(1-A)} = (1 + j) v^2/16 + h_{s(\text{distrib})}/L * (L + L_{\text{equiv}})$$

$$\begin{aligned} &= 33 + 48/10 * 10 + 48/10 * 5 = 33 + 48/10 * 15 = \\ &= \mathbf{105 \text{ kg}_p/\text{m}^2} \end{aligned}$$

riassumendo:

Tratto: 1-A

$$D = 0.1 \text{ m}$$

$$v = 18 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.141 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_{s(1-A)} = 105 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$



Dimensioniamo il tratto **2-A**

Per ragioni di continuità deve risultare:

$$h_{s(1-A)} = h_{s(2-A)}$$

Proviamo ad utilizzare lo stesso diametro del tratto 1-A con gli stessi parametri:

$$v = 18 \text{ m/s}; \quad D = 0.1 \text{ m}; \quad Q = 0.141 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calcoliamo la perdita di carico che si avrebbe con queste condizioni:

$$L_{\text{eq}} = (4+1) * 10 * 0.1 = 5 \text{ m}$$


Curve Ti

Quindi:

$$h_{s(1-A)} = h_{s(\text{cappa})} + h_{s(\text{distrib})} + h_{s(\text{acc.})} =$$

$$h_{s(1-A)} = (1 + j) v^2/16 + h_{s(\text{distrib})}/L * (L + L_{\text{equiv}})$$

$$h'_{s(2-A)} = \underbrace{(1 + 0.49) * 18^2/16}_{\text{Cappa}} + \underbrace{48/10 * 5}_{\text{distribuite}} + \underbrace{48/10 * 5}_{\text{concentrate}} = 78.17 = \text{kg}_p/\text{m}^2$$

Questa perdita di carico è minore di $h_{s(1-A)}$, quindi la velocità di percorrenza dell'aria risulterà maggiore.

Vediamo di calcolarla:

$$h_{s(2-A)} = h_{s(1-A)} = (1+j) h_v + \lambda (L + L_{\text{eq}})/D h_{s(1-A)}, h_v$$

$$h_{s(2-A)} = h_{s(1-A)} = (1+j) h_v + \lambda (L + L_{\text{eq}})/D h_v$$

manca solo di conoscere il valore di λ che dobbiamo stimare.

A tal riguardo si possono utilizzare apposite tabelle, oppure possiamo utilizzare i valori rilevati dal grafico per il tratto precedente:

$$h_s = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{16} \quad \rightarrow \quad \lambda = \frac{h_s}{L} \frac{16D}{v^2} = \frac{48}{10} \frac{16 * 0.1}{18^2} \quad \rightarrow$$

$$\lambda = \frac{16 * 0.1 * 48}{10 * 18^2} = 0.0237$$

Applichiamo la formula matematica:

$$105 = (1+0.49) h_v + 0.0237 (5+5)/0.1 h_v$$

$$h_v = 105/(1.49+2.37) = 27.2 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

Si ha poi:

$$h_v = v^2/16 \rightarrow \quad v = 4\sqrt{h_v} = 4\sqrt{27.2} = 20.9 \text{ m/s}$$

$$v \approx 21 \text{ m/s}$$

Ora dobbiamo fare la verifica del valore trovato in quanto λ è stato stimato, non + quindi un valore certo:

Dal diagramma troviamo:

$$h_{s(\text{distrib.})} = 66 \text{ kg}_p/\text{m}^2 \quad \text{per 10 m di condotta.}$$

$$h'_{s(2-A)} = (1 + 0.49) * 27.2 + 66/10 * 5 + 66/10 * 5 = 106.5 = \text{kg}_p/\text{m}^2$$

$$\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Cappa}} \quad \underbrace{\hspace{5em}}_{\text{distribuite}} \quad \underbrace{\hspace{5em}}_{\text{concentrate}}$$

Il valore di perdita calcolato è accettabilmente prossimo al valore $h_{s(1-A)}$, quindi è accettabile il valore di velocità calcolato.

Riassumendo:

Tratto:	2-A	$D = 0.1 \text{ m}$	}
		$v = 21 \text{ m/s}$	
		$Q = 0.164 \text{ m}^3/\text{s}$	
		$h_{s(2-A)} = h_{s(2-A)} = 105 \text{ kg}_p/\text{m}^2$	

Dimensioniamo il tratto A-B:

Tale tratto deve trasportare una portata pari a:

$$Q_{A-B} = Q_{1-B} + Q_{2-A} = 0.141 + 0.164 = 0.305 \text{ m}^3/\text{s}$$

Consideriamo anche qui un valore cautelativo di velocità pari a 18 m/s, quindi:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4 * 0.305}{\pi * 18}} = 0.147$$

Assumiamo quindi $D = 0.15 \text{ m}$.

Ricalcoliamo il valore di velocità:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.305}{\frac{\pi * 0.15^2}{4}} = 17.26 \text{ m/s} > 15 \text{ m/s}$$

quindi va bene.

Calcoliamo la perdita di carico:

Nel condotto c'è un T_i , quindi:

$$L_{eq} = 10 * 0.15 = 1.5 \text{ m}$$

Da diagramma, per $D = 0.15 \text{ m}$ e $Q = 0.305 \text{ m}^3/\text{s}$

si trova

$$h_{s(\text{distrib.})} = 31 \text{ kg}_p/\text{m}^2 \quad \text{per } 10 \text{ m di condotta}$$

quindi

$$h_{s(A-B)} = 31/10 (2+1.5) = 10.9 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

Riassumendo:

Tratto: A-B

$$D = 0.15 \text{ m}$$

$$v = 17.26 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.305 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_{s(1-B)} = h_{s(2-B)} = 115.9 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$



Dimensioniamo il tratto 3-B, per continuità deve risultare:

$$h_{s(3-B)} = h_{s(1-B)} = h_{s(2-B)}$$

Come primo tentativo proviamo gli stessi valori delle condotte 1 e 2:

$$D = 0.1 \text{ m}$$

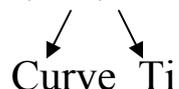
$$v = 18 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.141 \text{ m}^3/\text{s}$$

Calcoliamo la perdita di carico, nel nostro caso le accidentalità che hanno rapporto L_{eq}/D uguale sono (4 curve ed + 1 T_i), e sono tutte quelle che ritroviamo nel tratto 3 – B:

$$L_{eq} = (4+1) * 10 * 0.1 = 5 \text{ m}$$

$$L_{eq} = (4+1) * 10 * 0.1 = 5 \text{ m}$$



$$h'_{s(3-B)} = (1+1.03) 18^2/16 + 48/10 * 12 + 48/10 * 5 = 122.7 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

La perdita di carico è superiore ai $115.5 \text{ kg}_p/\text{m}^2$ delle altre 2 condotte, quindi nella condotta 3 la velocità scenderebbe sotto ai 18 m/s .

Questa, per il tratto in questione per il quale si è ipotizzata una portata appena sopra al minimo, e avendo lo stesso diametro comporta una non accettabilità in quanto la portata scenderebbe al di sotto degli $0.14 \text{ m}^3/\text{s}$ minimi richiesti dalla cappa. Si deve quindi procedere scegliendo un diametro + grande calcolandosi la velocità:

Assumiamo $D = 0.15 \text{ m}$

$$h_{s(3-B)} = (1+j) * h_v + \lambda * \frac{L + L_{eq}}{D} * h_v = h_{s(1-B)} = 115.9 \frac{\text{kg}_p}{\text{m}^2}$$

$$115.9 = (1 + 1.03) * h_v + 0.0237 [12/0.15 + (4 + 1) * 10]$$

$$h_v = \frac{115.9}{2.09 + 0.0237 * (80 + 50)} = 21.53 \frac{\text{kg}_p}{\text{m}^2}$$

$$v = 4\sqrt{h_v} = 4\sqrt{21.53} = 18.6 \quad \frac{m}{s}$$

Verifichiamo ora il valore di velocità utilizzando il diagramma delle perdite di carico:

Con

$$D = 0.15 \text{ m} \quad \text{e} \quad v = 18.6 \text{ m/s} \quad \text{si ricava:}$$

$$h_{s(\text{distrib.})} = 36 \text{ kg}_p/\text{m}^2 \quad \text{per 10 m di tubo}$$

$$L_{\text{eq}} = (4 + 1) * 10 * 0.15 = 7.5 \text{ m}$$

$$h'_{s(3-B)} = (1 + 1.03) * 21.53 + 12 * \frac{36}{10} + 7.5 * \frac{36}{10} = 114 \quad \frac{\text{kg}_p}{\text{m}^2}$$

Il valore è molto prossimo ai 115.9 kg/m², quindi è accettabile.

Calcoliamo la portata:

$$Q = v * A = 18.6 \pi 0.15^2/4 = 0.329 \text{ m}^3/\text{s}$$

Riassumendo:

Tratto:	3-B	D = 0.15 m	}
		v = 18.6 m/s	
		Q = 0.329 m ³ /s	
		$h_{s(3-B)} = h_{s(2-B)} = h_{s(1-B)} = 115.9 \text{ kg}_p/\text{m}^2$	

Dimensioniamo il tratto B-C:

la portata che attraversa il tratto in questione vale:

$$Q_{BC} = Q_{AB} + Q_{3-B} = 0.305 + 0.329 = 0.634 \text{ m}^3/\text{s}$$

Assumiamo un valore di velocità cautelativo pari a 18 m/s e calcoliamo il diametro:

$$d = \sqrt{\frac{4 * 0.634}{\pi * 18}} = 0.211 \quad \Rightarrow \quad D = 0.2 \quad m$$

Calcoliamo il valore effettivo di velocità:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.634}{\pi * \frac{0.2^2}{4}} = 20.2 \quad m/s$$

Dal diagramma ricaviamo le perdite distribuite:

$$h_{s(\text{distrib})} = 28 \text{ kg}_p/m^2 \text{ per 10 metri di tubo.}$$

Quindi:

$$h_{s(B-C)} = 28/10 * 3.5 = 9.8 \text{ kg}_p/m^2$$

Riassumendo:
tratto B-C

$$D = 0.2 \text{ m}$$

$$v = 20.2 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.634 \text{ m}^3/s$$

$$h_{s(1-C)} = 125.7 \text{ kg}_p/m^2$$



Dimensioniamo il tratto di scarico:

Assumiamo:

$$\left. \begin{array}{l} D = 0.2 \text{ m} \\ v = 20.2 \text{ m/s} \\ Q = 0.634 \text{ m}^3/\text{s} \end{array} \right\}$$

C'è una curva, quindi:

$$L_{eq} = 10 * 0.2 = 2 \text{ m kg}_p/\text{m}^2$$

Come per il tratto B-C si ha:

$$h_{s(\text{distrib.})} = 28 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

$$h_{\text{scarico}} = 28/10 (4.5 + 2) = 18.2 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

Riassumendo:

tratto di scarico

$$D = 0.2 \text{ m}$$

$$v = 20.2 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.634 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$h_{\text{scarico}} = 18.2 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

Dimensioniamo il ventilatore:

Il ventilatore deve fornire una prevalenza tale da portare l'aria dalla pressione di 125.7 kg_p/m^2 alla pressione di 18.2 kg_p/m^2 .

Quindi:

$$h_{s(\text{IN})} = - 125.7 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

$$h_{s(\text{OUT})} = 18.2 \text{ kg}_p/\text{m}^2$$

La prevalenza del ventilatore:

$$H = \frac{h_{s(OUT)} - h_{s(IN)}}{\gamma} = \frac{18.2 + 125.7}{1.2} \cong 120 \quad m$$

Si deve quindi scegliere un ventilatore in grado di garantire una prevalenza di 120 m ad una portata di 0.634 m³/s.

Calcoliamo la potenza richiesta del motore:

$$P = \frac{Q * \gamma * H}{102 * \eta} \quad [kW]$$

$$P = \frac{0.634 * 1.2 * 120}{102 * 0.6} = 1.5 \quad [kW]$$

Valori del coefficiente di attrito del movimento entro condotti in lamiera zincata e per valori della velocità dell'aria compresi fra 15 e 20 m/s.

Diametro del condotto m	Coefficiente di attrito λ
0,075	0,0215
0,100	0,0205
0,125	0,0191
0,150	0,0182
0,175	0,0175
0,200	0,0168
0,225	0,0161
0,250	0,0160
0,275	0,0158
0,300	0,0155
0,350	0,0150
0,400	0,0145
0,450	0,0140
0,500	0,0137
0,625	0,0131
0,750	0,0127
0,875	0,0123
1,000	0,0118

Fattori di perdita di carico

n. 60 A. Monte, El. di imp. ir.

Valori del fattore di perdita di carico J per condotti a sezione circolare, quadrata o rettangolare.

a) Variazioni di sezione		
Aumento di sezione raccordato		$\beta < 5^\circ$ $j \approx 0$
		$\beta = 5^\circ$ $j = 0,17$
		$\beta = 7^\circ$ $j = 0,22$
		$\beta = 10^\circ$ $j = 0,28$
		$\beta = 20^\circ$ $j = 0,45$
		$\beta = 30^\circ$ $j = 0,59$
Diminuzione di sezione raccordata		$\beta < 30^\circ$ $j_2 \approx 0$
		$\beta = 30^\circ$ $j_2 = 0,02$
		$\beta = 45^\circ$ $j_2 = 0,04$
		$\beta = 60^\circ$ $j_2 = 0,07$
Variazione di sezione raccordata, con aree co- stanti alle estremità		$\beta < 14^\circ$ $j = 0,15$

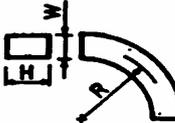
b) Curve a 90°	
	$R < 5D$ $j = 0,2$
	$R > 5D$ $j \approx 0$
* In ogni caso, le curve non dovrebbero mai avere raggi minori di 1,5 D.	

c) Diramazioni				
Riunione e divisione di due condotti				
simmetrica				
	$j = 1$			
asimmetrica				
per il condotto deviato 1: $j_1 = 1,5$ per il condotto non deviato 2:				
$D_2 \approx D_1$	$> D_1$	$> 2D_1$	$> 3D_1$	$> 4D_1$
$j_2 \approx 1$	0,7	0,4	0,2	0,0

d) Immissione di un condotto secondario in un condotto principale, con velocità dell'aria all'incirca eguali nei due condotti	
Per angoli di immissione di 45°	
Rapporto fra le portate nei due rami Q_A/Q_B	Fattore di perdita di carico j (da applicare alle h_f del condotto principale)
1	0,20
2	0,17
3	0,15
4	0,14
5	0,13
6	0,12
7	0,11
8	0,10
9	0,10
10	0,10
Per angoli di immissione diversi da 45°, le perdite variano proporzionalmente a $(1 - \cos \alpha)$:	
Valori di α (in gradi)	Coefficiente di variazione di j (riferito ad $\alpha = 45^\circ$)
0	0
15	0,1
30	0,5
45	1,0
60	1,7
75	2,5
90	3,4

Perdite di carico dovute a resistenze accidentali

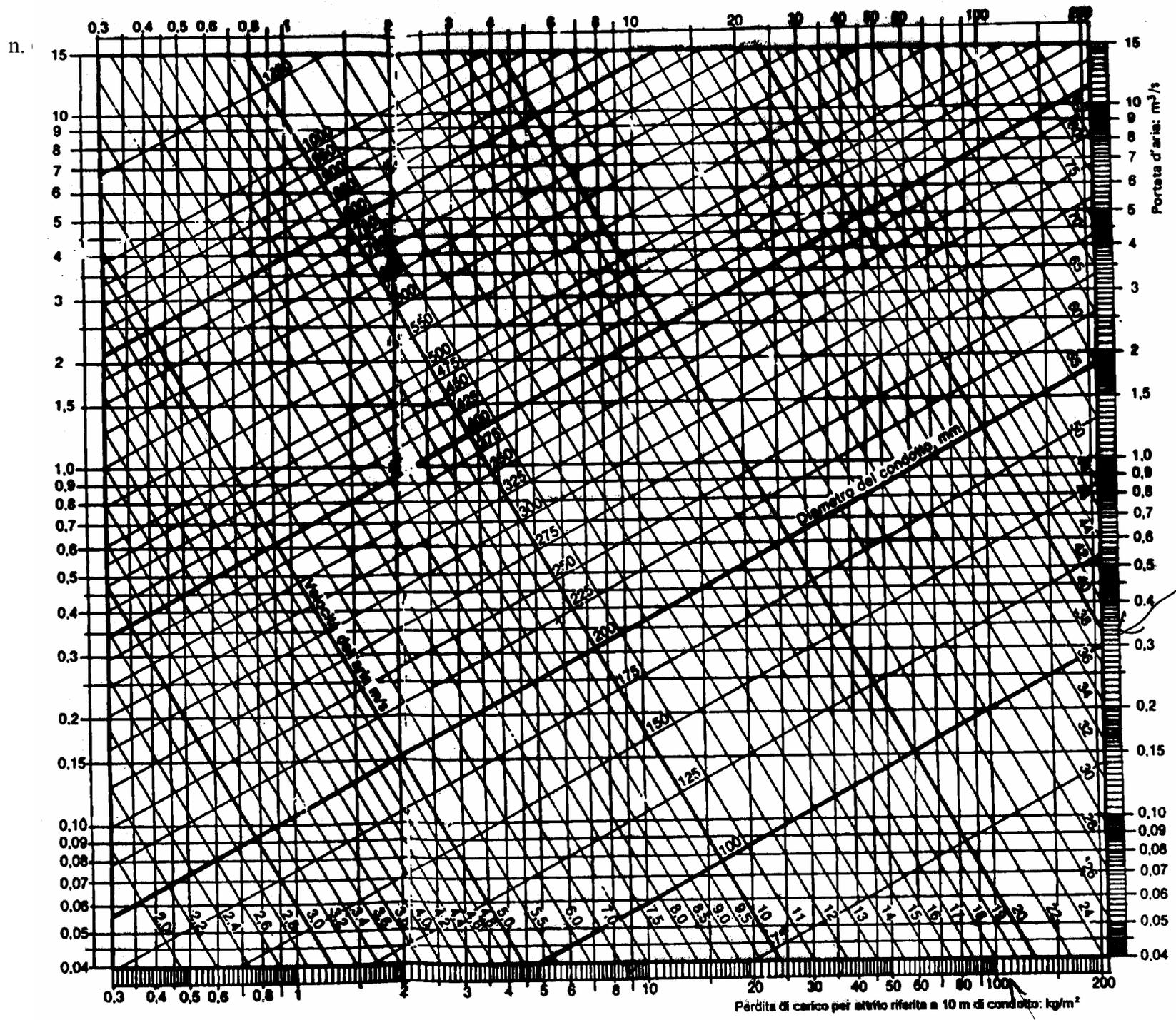
L = lunghezza equivalente addizionale.

Tipo di resistenza accidentale	Figura	Caratteristiche	L/D	
Curva a 90° (*) Sezione circolare		gomito R/D = 0,75 R/D = 1,00 R/D = 1,50 R/D = 2,00	65 23 17 12 10	
Curva a 90° (*) Sezione rettangolare		H/W R/W (**)	L/W	
		0,25	{ gomito 0,50 0,75 1,00 1,50 }	25 25 12 7 4
		0,50	{ gomito 0,50 0,75 1,00 1,50 }	49 40 16 9 4
		1,00	{ gomito 0,50 0,75 1,00 1,50 }	75 50 21 11 4,5
		4,00	{ gomito 0,50 0,75 1,00 1,50 }	110 65 43 17 6
Gomito con alette		Come valore di queste resistenze, si consideri l'analogia curva.		
Ti curvilineo				

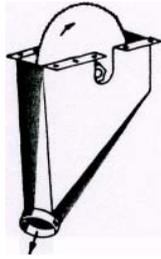
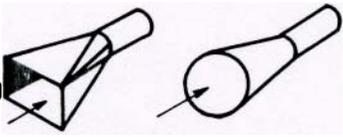
(*) Per curve di angolo $\alpha \neq 90^\circ$, si moltiplica la perdita di una curva a 90° per $\alpha/90^\circ$.

(**) Si noti la convenienza di adottare il rapporto $R/W = 1,5$ cui corrisponde un minimo di L/W .

Diagramma per la determinazione delle perdite di carico distribuite



n. 60



CAI

