

INDAGINE TEORICO - SPERIMENTALE SUI CAMPI DI VELOCITA' ALL'IMBOCCO DI SISTEMI DI ASPIRAZIONE

In questa nota, dopo una rassegna sui vari sistemi di aspirazione di interesse industriale e sulle relazioni disponibili in letteratura per il loro proporzionamento, vengono presentati i primi risultati di indagini sperimentali condotte presso i laboratori del DIME tendenti a verificare la validità delle suddette relazioni semiempiriche attualmente impiegate per la progettazione di sistemi di aspirazione.

1. INTRODUZIONE

Nelle industrie moderne, in virtù della complessità di trattamenti e di processi impiegati durante la produzione, è sempre crescente il numero di sostanze o composti chimici, molti dei quali tossici, che, liberandosi, possono stazionare pericolosamente negli ambienti di lavoro sotto forma di fumi, gas, vapori, polveri ecc.

Le atmosfere contaminanti, oltre al rischio umano, sono fortemente indesiderate nella produzione industriale vera e propria poiché polveri, fumi e vapori possono arrecare numerosi inconvenienti sui macchinari esposti e provocare il danneggiamento dei prodotti. Industrie per la produzione di sofisticati componenti elettrici ed ottici spesso ricorrono, per particolari lavorazioni, a camere aseptiche ad atmosfera controllata. La soluzione ottimale ai fini della riduzione delle concatenazioni degli elementi inquinanti è quella di realizzare un'aspirazione localizzata che ne impedisca la diffusione nell'ambiente. Tale soluzione, a parità di concentrazioni, riduce inoltre drasticamente le portate d'aria di ventilazione necessarie. Una corretta progettazione di sistemi di aspirazione può offrire un'adeguata soluzione sia ai problemi di protezione dei lavoratori che operano in ambienti industriali, che alle esigenze della produzione.

Per il proporzionamento di un sistema di aspirazione occorre preventivamente conoscere alcune fondamentali informazioni di base, quali le zone di manovra del personale in prossimità della sorgente inquinante, la natura del contaminante ed il suo stato termo-fluidodinamico (temperatura, velocità iniziale, concentrazione ecc.). L'estensione della sorgente, la distribuzione temporale dell'emissione e la sua portata totale.

La soluzione progettuale adottata deve, infine, prevedere che l'impianto di ventilazione non interferisca in maniera rilevante né con l'operatore (onde non provocare condizioni di disagio o di stress) né con il processo produttivo. In questa memoria, dopo una rassegna dei principali sistemi di aspirazione di uso industriale, viene presentata un'analisi

THEORETICAL – EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON VELOCITY RANGES AT INLET OF EXHAUST SYSTEMS

After surveying the various exhaust systems used by industry and relationships available in the literature for their scaling, this note gives the preliminary results of experimental research carried out at the laboratories of DIME designed to check the validity of the above semi-empirical relationships currently used for designing exhaust systems.

1. FOREWORD

In modern industries, because of the complexity of treatments and processes used during production, there is an ever growing number of chemical substances or compounds (many of which of toxic) that, upon being released, can remain dangerously around work environments under the form of fumes, gases, vapours, dusts, etc.

Besides the human risk factor, contaminated atmospheres are wholly undesirable in actual industrial production because dusts, fumes and vapours could cause several problems on the machinery exposed to them and with consequent risk of causing damage to the products. Industries for the manufacture of sophisticated electrical and optical components often make use of aseptic rooms with controlled atmosphere for particular processes. Optimum solution for reducing the chains of contaminating elements is that of installing a local exhaust which prevents their diffusion into the environment. Such solution, for equal concentrations, drastically reduces the air flow rates required for ventilation. Correct designing of exhaust systems could offer an adequate solution both to problems concerning protection of workers in industrial environments as well as those regarding production requirements.

Proportioning of an exhaust system requires prior knowledge of certain vital basic information, such as: the zones of manoeuvre of persons in the vicinity of the contaminating sources, nature of the contaminant and its thermal-fluid dynamic state (temperature, initial velocity, concentration, etc.), the extension of the source, time-weighted distribution of the emission and its total flow rate.

Lastly, the design solution adopted should make sure that the ventilation system does not interfere appreciably neither with the operator (in order not to cause conditions of discomfort or stress) nor with the production process. In this paper, after summing up the main exhaust systems in industrial use, a critical analysis is given of the empirical relationships available as a result of the theoretical

si critica delle relazioni empiriche disponibili alla luce delle indagini teorico-sperimentali condotte presso il DIME (Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica).

2. PRINCIPI GENERALI DI VENTILAZIONE

Le difficoltà di realizzazione di un efficace impianto di ventilazione locale è intuitivamente spiegabile con la notevole differenza tra la fluidodinamica di aspirazione e quella di mandata. In particolare per il getto in mandata gli effetti direzionali si avvertono fino ad una distanza considerevole dalla bocca libera, mentre, a parità di velocità nel canale, in aspirazione non solo il flusso è quasi completamente non-direzionale, ma il suo campo di influenza è fortemente ridotto (fig. 1).

Per questa ragione le cappe di aspirazione devono essere necessariamente poste nelle immediate vicinanze del processo inquinante, mentre il loro impiego è del tutto inutile per quei processi in cui ciò non fosse possibile. E' infatti noto che la zona d'influenza dei sistemi di aspirazione è tipicamente dell'ordine di 0,5 m [1].

Una corretta progettazione dei sistemi di aspirazione è, ovviamente, quella in grado di realizzare il miglior controllo dell'atmosfera con il minimo consumo d'aria e di energia. La velocità dell'aria in aspirazione che garantisce la cattura del contaminante (detta velocità di cattura) dipende fondamentalmente dalla sorgente inquinante; comunque deve essere tale da rimuovere i fumi e/o le polveri inquinanti o, almeno, ridurli a tenori non dannosi [2]. Poiché le esigenze dettate dalla diversità dei numerosi processi produttivi sono molteplici, si comprende come non esista in assoluto una particolare configurazione del sistema di aspirazione tale da garantire sempre le migliori prestazioni, ma di volta in volta occorre progettare il dispositivo di aspirazione in funzione dei requisiti specifici. Esistono infatti diversi tipi di sistemi di aspirazione che, secondo le esigenze, devono essere adattati al particolare processo produttivo con il quale devono interagire [3, 4]. Va inoltre ricordato che progettare i sistemi di aspirazione nel rispetto delle raccomandazioni e degli standard internazionali [5, 6] non sempre assicura un soddisfacente controllo dell'atmosfera.

Infatti, la maggior parte delle raccomandazioni progettuali esistenti non tiene conto delle correnti trasversali che inevitabilmente vengono a crearsi negli ambienti di lavoro, e che interferiscono, in maniera più o meno rilevante, con la cappa stessa. Forti correnti trasversali possono ridurre l'efficienza di cattura della cappa addirittura al 75%, anche se il sistema aspirante è stato dimensionato secondo le raccomandazioni internazionali.

E' tuttavia possibile distinguere tre principali famiglie di sistemi di aspirazione (che nel seguito, per brevità, si denomineranno semplicemente "cappe") [1, 2, 3] (fig. 2):

experimental research carried out at DIME - Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica (Department of Mechanical Engineering for Energy).

2. GENERAL PRINCIPLES OF VENTILATION

Difficulties in designing an efficient local ventilation system can readily be explained through the considerable difference between fluid dynamics in the suction and delivery. Above all for the jet in the delivery line, the directional effects are felt up to a considerable distance from the free inlet, while, for equal velocities in the duct, not only is the flow almost completely non-directional in suction, but its range of influence is considerably reduced (fig. 1).

For this reason, exhaust hoods should be installed in the immediate vicinity of the contaminating process, while their application is practically useless for those processes where this is not possible. It is a known fact that the zone of influence of exhaust systems is typically in the order of 0.5 m [1].

A correct design of exhaust systems is obviously the one able to perform the best control of the atmosphere with minimum air and energy consumption. The suction air velocity ensuring capture of the contaminant (known as capture velocity) basically depends on the contaminating source; however it should be such as to be able to remove the contaminating fumes and/or dusts, or at least reduce them to non harmful contents [2]. As there are many requirements relating to the differences of the very many industrial processes, it is clear that there does not really exist a special configuration of the exhaust system such as always to ensure the best performance levels; rather it is necessary to design the exhaust device in relation to the specific requirements in each individual case. In fact there are various types of exhaust systems that, in accordance with requirements, should be adapted to the particular production process with which they are to interact [3,4]. It should also be stressed that designing of exhaust systems in accordance with international standards and recommended practices [5, 6] does not always ensure satisfactory control of the atmosphere.

In fact, most existing recommended design practices fail to take into account the cross currents which would inevitably be created in the work places, and which interfere, to a varying degree, with the actual exhaust hood. Strong cross currents could reduce the capture efficiency of the exhaust hood by up to 75%, even if the exhaust system has been dimensioned in accordance with international recommended practice.

However, it is possible to classify three main families of exhaust systems (which will, from now on, be called simply "hoods" for the sake of brevity) [1, 2, 3] (fig. 2):

cappe chiuse (*enclosing hoods*);
cappe riceventi (*receiving hoods*);
cappe catturanti (*capturing hoods*).

enclosing hoods;
receiving hoods;
capturing hoods.

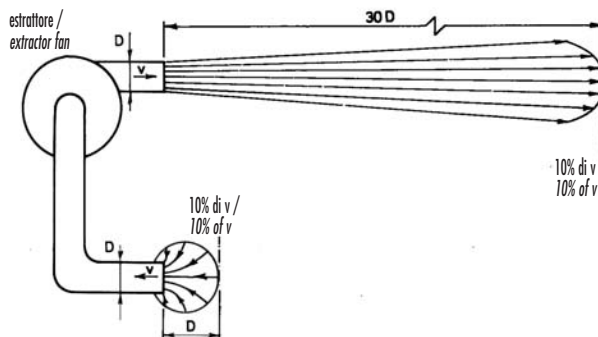


Figura 1
Differenza tra il campo fluidodinamico in mandata e quello in aspirazione.

Figure 1
Difference between the fluid dynamics range in delivery and suction.

2.1. Cappe chiuse

Le cappe chiuse (fig. 2) circondano, più o meno completamente, la sorgente contaminante. Per questo tipo di cappe è quindi importante realizzare un efficace “tiraggio” in modo da non far fuoriuscire le polveri e/o i fumi all'esterno del volume della cappa, confinando così il processo. Laddove possibile questo tipo di cappa è da preferire poiché, com'è ovvio, quanto meglio si riesce ad “avvolgere” la sorgente inquinante, tanto minore sarà la portata d'aria necessaria per il controllo dell'atmosfera. Ovviamente le cappe chiuse non sono utilizzabili in tutte quelle situazioni in cui è necessario un intervento attivo nel processo produttivo da parte dell'operatore [7]. Applicazioni tipiche di cappe chiuse sono quelle relative al trasporto e convogliamento di particolato solido (specie se inquinante come il polverino di carbone) per mezzo di nastri trasportatori (fig. 3) e quelle relative al caso di particolari forni, per lo scarico dei gas combustibili.

2.2. Cappe riceventi

Le cappe riceventi (fig. 2) sono configurate in maniera tale da catturare “spontaneamente” gli elementi contaminanti rilasciati da un particolare processo. In genere queste cappe si adottano o nei processi “caldi” o in quelle situazioni dove le particelle contaminanti, di dimensioni medio-grandi, vengono rilasciate con una velocità sufficiente a raggiungere la cappa stessa. Nei primi i vapori e/o fumi prodotti da una sorgente calda tendono naturalmente a salire (moti convettivi naturali) verso la cappa che, appunto, li riceve e li smaltisce. In questo caso, ovviamente, la cappa va disposta superiormente. Al fine di potere contenere eventuali sovraccarichi

2.1. Enclosing hoods

Enclosing hoods (fig. 2) surround the contaminating source more or less completely. Hence for this type of hoods it is important to have an efficient “draught” in order to allow the dusts and/or fumes to escape outside the volume of the hood, thus confining the process. Where possible, this type of hood is to be preferred because obviously the better is the hood able to “wrap round” the contaminating source, the smaller will be the air flow rate required for controlling the atmosphere. Obviously enclosing hoods are not useable in all those situations where the operator is required to take an active part in the production process [7]. Typical applications of enclosing hoods are those concerning the transport and conveying of solid particulate (especially a contaminant such as carbon dust) by belt conveyors (fig. 3) and those regarding the case of special furnaces, for discharge of burnt gases.

2.2. Receiving hoods

Receiving hoods (fig. 2) are configured so as to “spontaneously” capture the contaminating elements released by a particular process. Normally these hoods are used either in “hot” processes or in those situations where the contaminating particles, of medium-large size, are released at a sufficient speed to reach the actual hood. In the first applications, the vapours and/or fumes produced by a hot source naturally tend to rise (natural convective motions) towards the hood which, as its name suggests, receives them and disposes of them. Needless to say in this case the hood should be installed above. In order to be able to limit any overloads of

carichi di inquinante, è buona norma prevedere un orlo lungo tutto il perimetro della cappa [1].

Nel secondo caso le cappe riceventi vanno necessariamente utilizzate, in quanto esse svolgono un'azione di convogliamento (il loro posizionamento infatti avviene lungo la traiettoria preferenziale dell'inquinante emesso) nei confronti di quelle particelle contaminanti che, o in virtù della loro massa o della velocità con cui vengono rilasciate, possiedono una quantità di moto non trascurabile ed una direzione preferenziale. Per tanto, in queste situazioni il posizionamento delle cappe riceventi può essere sia superiore che laterale [7].

Va inoltre precisato che nelle cappe riceventi il ventilatore (o estraattore) svolge unicamente la funzione di smaltire i volumi d'aria contenuti nella cappa, e non già quella di catturare all'estremo di questa le particelle contaminanti. L'utilizzazione delle cappe riceventi viene, inoltre, consigliata laddove il processo contaminante da controllare avviene in dispositivi di notevoli dimensioni, tali cioè da scoraggiare da un punto di vista economico l'impiego delle cappe chiuse, in quanto la calandatura delle lamiere intorno alla sorgente inquinante diventerebbe eccessivamente onerosa.

Il principale limite delle cappe riceventi è quello di non riuscire a catturare le particelle di piccole dimensioni (minori di circa $30 \mu\text{m}$) in quanto queste non hanno sufficiente quantità di moto per raggiungere, con il flusso principale, le cappe stesse. Com'è noto le particelle di piccole dimensioni sono proprio le più dannose per la salute dell'uomo, in quanto se respirate si depositano nei polmoni, a differenza delle particelle più grosse che vengono trattenute nel naso, o al limite si depositano nelle prime vie respiratorie. Per questo motivo tali cappe non sono utilizzabili nei processi in cui è richiesta la presenza di un operatore che, per quanto detto, si troverebbe inevitabilmente ad inalare, nella propria zona di lavoro, il contaminante rilasciato.

Un tipico esempio di utilizzazione di cappe riceventi è quello relativo ad alcuni tipi di lavorazioni meccaniche con asportazione di truciolo (ad esempio molatura, segatura, lucidatura) dove cioè le particelle inquinanti prodotte posseggono sufficiente quantità di moto e traiettorie preferenziali (fig. 4).

2.3. Cappe catturanti

Per processi dove si rende necessario l'intervento dell'operatore è consigliabile l'adozione delle cappe catturanti (fig. 2). In queste il contaminante, necessariamente di piccole dimensioni ($\varnothing < 30 \mu\text{m}$), viene aspirato verso la cappa, anche se da distanze relativamente modeste (al massimo 60-70 cm) per mezzo di un flusso d'aria direzionale, tale da realizzare l'opportuna velocità di cattura alla distanza voluta. Le cappe catturanti presentano, però, rispetto alle precedenti, maggiori costi di

the contaminating, it is good practice to provide an edge all along the perimeter of the hood [1].

In the second case it is necessary to use the receiving hoods as they perform a conveying action (in fact, their positioning takes place along the preferential path of the emitted contaminant) as regards those contaminating particles which, either because of their mass or speed of their release, have a quantity of motion not to be overlooked and a preferential direction. Hence in these situations, the hoods can be positioned at the top or at the side [7].

It should also be stated that in receiving hoods, the fan (or extractor) performs the sole function of disposing of the volumes of air contained in the hood, and already not that of capturing the contaminating particles at the end of the hood. Moreover use of the receiving hoods is recommended when the contaminating process to be controlled takes place in devices of considerable size, i.e. such to discourage, for reasons of cost-effectiveness, the use of enclosing hoods, because the roll forming of the metal sheets around the contaminating sources would be too difficult.

The main limit of receiving hoods is that of not being able to capture the particles of smaller size (less than approx. $30 \mu\text{m}$) because the latter do not possess sufficient quantity of motion to reach the hoods with the main flow. It is well known that particles of small size are the ones most harmful for person's health, because if inhaled, they are deposited in the lungs, unlike the coarser particles which are captured in the nose, or at the most they are deposited in the upper respiratory ways. This is why such hoods cannot be used in processes requiring the presence of an operator who, for reasons stated above, would inevitably be in position to inhale the released contaminant in his work zone.

A typical example of application of receiving hoods, is the one regarding certain types of chip cutting machining operations (e.g. grinding, sawing, polishing), i.e. where the contaminating particles produced possess sufficient quantity of motion and preferential paths (fig. 4).

2.3. Capturing hoods

For processes requiring operator attendance, it is advisable to adopt capturing hoods (fig. 2). In these hoods the contaminant, necessarily of small size (dia. $< 30 \mu\text{m}$), is drawn towards the hood, even from relatively modest distances (max. 60-70 cm) by means of a directional air flow, such as to obtain the appropriate capture velocity at the required distance. However compared to the previous hoods, the capturing hoods have greater running costs owing to the large volumes of air required to ensure an adequate capture velocity in the vicinity of the contaminating source.

The capturing hoods can, in turn, be classified into top, side and bottom (fig. 5). Particularly interesting from the industrial point-of-view are the side

esercizio dovuti ai maggiori volumi di aria necessari a garantire un'adeguata velocità di cattura nei pressi della sorgente contaminante.

Le cappe catturanti possono distinguersi, a loro volta, in superiori, laterali ed inferiori (fig. 5). Di particolare interesse industriale sono le cappe catturanti laterali. Queste, infatti, forse più delle altre, presentano il vantaggio di interferire il meno possibile con il lavoro dell'operatore ed inoltre possono essere posizionate relativamente vicine alla sorgente inquinante, ma soprattutto in maniera tale che l'operatore non si interponga tra sorgente e sistema di aspirazione.

capturing hoods. In fact, these, perhaps more than the others, have the advantage of interfering the least possible with the operator's work; moreover they can be positioned relatively close to the contaminating source, but above all so that the operator does not place himself between the contaminating source and the exhaust system.

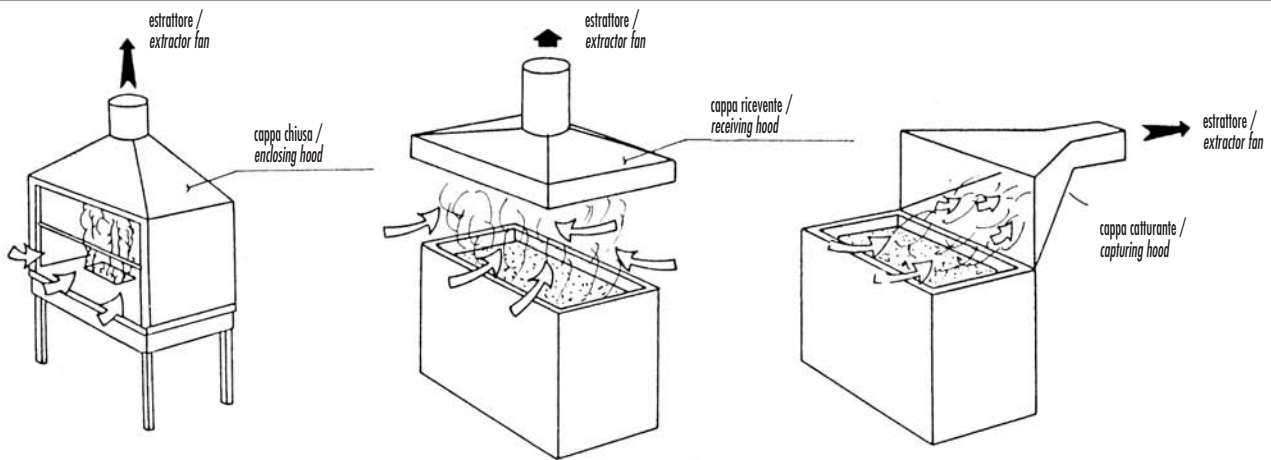


Figura 2
Classificazione delle cappe di aspirazione

Figure 2
Classification of exhaust hoods

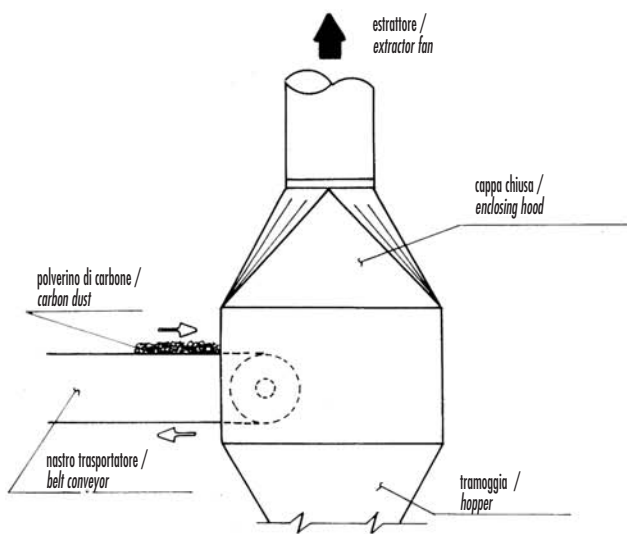


Figura 3
Esempio di applicazione di cappa chiusa
Figure 3
Example of application of enclosing hood

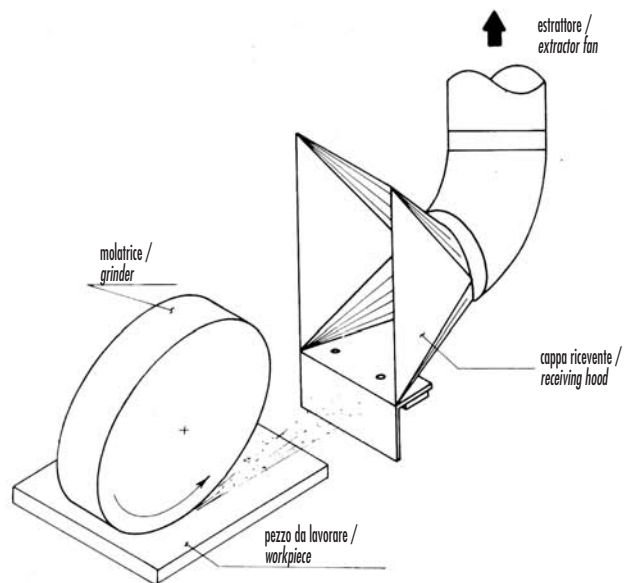


Figura 4
Esempio di applicazione di cappa ricevente
Figure 4
Example of application of receiving hood

Nel caso di sorgenti contaminanti a distanze maggiori di 60-70 cm, per quanto detto in precedenza, si rende necessaria l'adozione di particolari sistemi di ventilazioni detti *push - pull* (fig. 6): in questi un getto d'aria compressa spinge tangenzialmente il flusso di particelle inquinanti verso la bocca della cappa catturante laterale opportunamente posizionata [8].

Le cappe catturanti sono indubbiamente di difficile dimensionamento, anche se a livello industriale sono notevolmente diffuse in quanto sono le uniche che permettono l'intervento sul processo produttivo da parte dell'operatore, senza che questi metta in pericolo la sua salute.

Un tipico esempio di impiego di cappe catturanti è costituito dalle vasche di placcatura o di trattamento chimico superficiale (fig. 7).

In the case of contaminating sources at distances greater than 60-70 cm, for reasons stated above it is necessary to adopt special ventilation systems known as push - pull (fig. 6): in these systems a jet of compressed air pushes the flow of contaminating particles tangentially towards the mouth of the appropriately positioned side capture hood [8].

It is certainly difficult to dimension capturing hoods, even if they are widely used in industrial environments, as they are the only ones that allow the operator to carry out work on the production process without risking his health.

A typical example of the use of capturing hoods consists of plating or chemical treatment tanks (fig. 7).

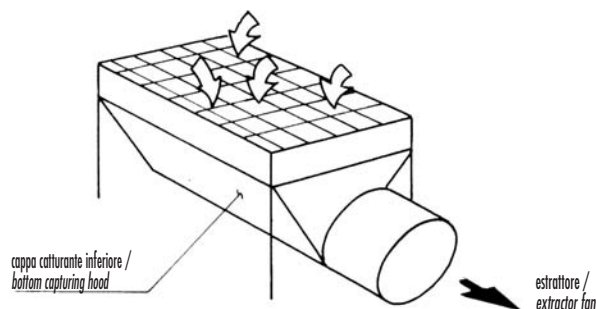


Figura 5
Esempio di cappa catturante inferiore

Figure 5
Example of bottom capturing hood

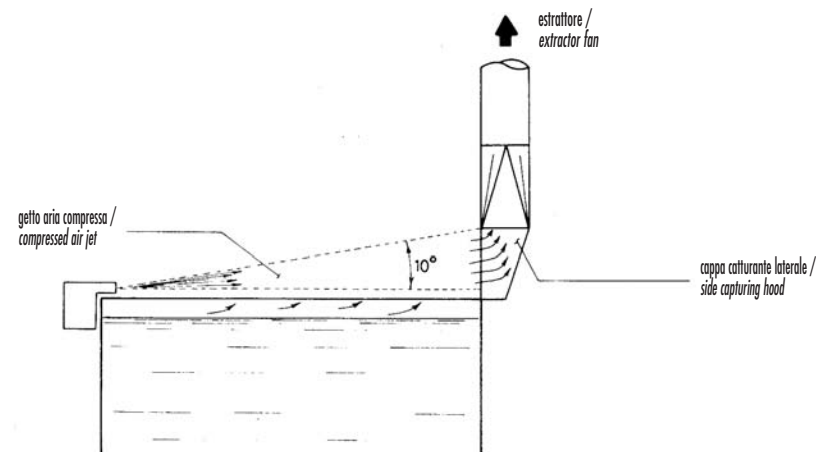


Figura 6
Esempio di applicazione di sistema push-pull

Figure 6
Example of application of push-pull system

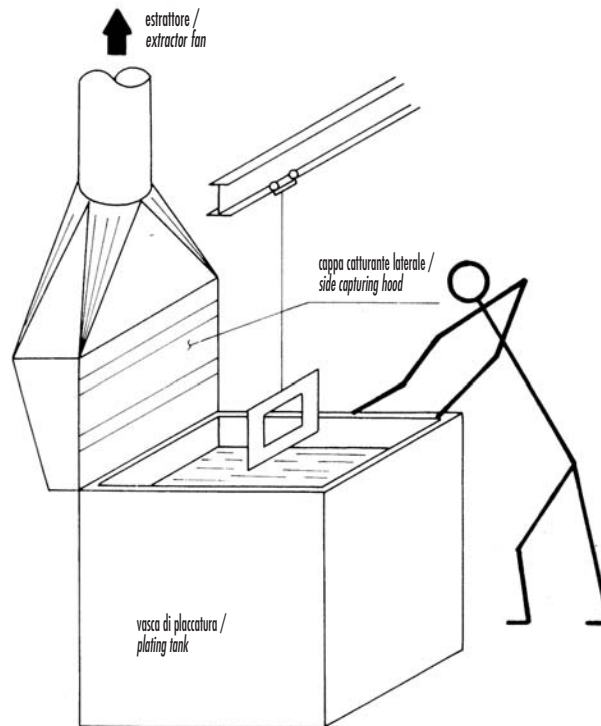


Figura 7
Esempio di applicazione di cappa catturante

Figure 7
Example of application of capturing hood

3. RELAZIONI PER LA DEFINIZIONE DEL CAMPO DI MOTO

In questa nota al fine di fornire le relazioni disponibili per la determinazione del campo di moto all'imbocco di sistemi aspiranti, si rivolgerà l'attenzione unicamente verso i dispositivi di maggiore interesse industriale, e cioè le cappe catturanti.

Per questo tipo di cappe in letteratura non esistono relazioni atte a descrivere un vero e proprio campo di velocità all'imbocco. In particolare, la maggior parte delle relazioni disponibili per il dimensionamento dei sistemi aspiranti è di natura empirica, e per di più queste consentono unicamente la valutazione della velocità di cattura solo lungo l'asse della cappa.

3.1. Cappe catturanti superiori

Per le cappe catturanti superiori (fig. 8) le relazioni empiriche, che permettono di valutare la portata volumetrica richiesta in funzione della necessaria velocità di cattura del contaminante, sono sostanzialmente tutte riconducibili ad un'unica relazione del tipo [3]:

$$\frac{V}{V_x} = 2x \frac{P}{A} \quad (1)$$

dove:

V è la velocità media nella sezione della cappa (m/s);

V_x è la velocità di cattura che si realizza ad una distanza x dalla sezione d'ingresso (m/s);

3. RELATIONSHIPS FOR DEFINITION OF THE RANGE OF MOTION

In this note, designed to supply the relationships available for determination of the range of motion at the inlet of exhaust system, attention is drawn solely to devices of greater industrial interest, i.e. the capturing hoods.

For this type of hoods, no relationships are to be found in the literature suitable for describing a true velocity range at the inlet. Above all most of the relationships available for dimensioning exhaust systems are empirical and at the most they just allow assessment of the capture velocity only along the axis of the hood.

3.1. Top capturing hoods

For top capturing hoods (fig. 8) the empirical relationships which allow assessing the required volumetric flow in relation to the required contaminant capture velocity, can all be essentially referred back to a single relation of type [3]:

$$\frac{V}{V_x} = 2x \frac{P}{A} \quad (1)$$

where:

V is the average velocity in the hood section (m/s);

V_x is the capture velocity obtained at a distance x from the inlet section (m/s);

X is the axial distance of the work surface from the inlet section of the hood (m);

X è la distanza assiale del piano di lavoro dalla sezione d'ingresso della cappa (m);
 P è il perimetro della cappa (m);
 A è l'area della superficie di aspirazione (m²).

La struttura della relazione (1) può pensarsi derivata, a meno di opportuni coefficienti, dall'equazione della continuità. Infatti, il prodotto (V·A) altro non è che la portata volumetrica che attraversa la sezione d'imbocco della cappa, mentre il prodotto (V_x·P·x) rappresenta la portata volumetrica che fluisce attraverso la superficie laterale di altezza x (fig. 8).

L'indeterminazione sulla direzione della velocità di cattura V_x, e sulla distribuzione della sorgente inquinante, dà una misura dell'approssimazione della (1).

3.2. Cappe catturanti laterali

Le relazioni disponibili in letteratura si riferiscono non solo alle cappe vere e proprie, dotate cioè di una struttura d'imbocco opportunamente profilata, ma anche alle bocchette circolari, quadrate e rettangolari. In generale, le espressioni di calcolo relative a questo tipo di cappe sono di fatto estendibili anche per le cappe catturanti inferiori.

Per sistemi di aspirazione semplici, o per bocchette sia circolari che rettangolari, la relazione più diffusa in letteratura per il proporzionamento è quella introdotta negli anni '30 da J.M. Dalla Valle [9, 10]:

$$\frac{V}{V_x} = \frac{10x^2 + A}{A} \quad (2)$$

dove per V ed A valgono le definizioni già fornite per la relazione (1), mentre x e V_x rappresentano, rispettivamente, la distanza assiale dalla sezione d'ingresso della bocchetta e la velocità di cattura misurata lungo l'asse della bocchetta stessa.

La relazione empirica (2) è monodimensionale; consente cioè di calcolare unicamente l'abbattimento della velocità di cattura lungo l'asse del sistema di aspirazione. Le indagini sperimentali condotte da Dalla Valle hanno mostrato come la velocità decresce rapidamente con la distanza della (2) è quindi limitata ad un dominio piuttosto ristretto: in pratica, per una bocca circolare libera (fig. 9) l'azione di richiamo, esercitata dalla cappa, si estingue ad un diametro. Nella figura vengono inoltre riportate sia le linee di flusso che le linee isocinetiche, o profili di velocità, espresse in percentuale della velocità media v nel condotto.

Anche la (2) può, probabilmente, pensarsi derivata, a meno di opportuni coefficienti correttivi, da una equazione di continuità; infatti, il prodotto (V·A) è la portata volumetrica effluente attraverso la sezione d'ingresso della bocca circolare libera, mentre il prodotto [(10x² + A)·V_x] rappresenta la portata volumetrica che fluisce attraverso una superficie isocinetica di area (10x² + A). Una boc-

P is the perimeter of the hood (m);
 A is the surface area of exhaust (m²).

It could be assumed that the structure of relation (1) could have been derived, apart from appropriate coefficients, from the continuity equation. In fact, the product (V·A) is none other than the volumetric flow passing through the inlet section of the hood, while the product (V_x·P·x) represents the volumetric flow passing across the side surface at height x (fig. 8).

The indetermination regarding the direction of capture velocity V_x, and the distribution of the contaminating source, gives a measure of the approximation of (1).

3.2. Side capturing hoods

The relations available in the literature refer not only to the actual hoods (i.e. hoods provided with a suitably shaped inlet structure), but also to circular, square and rectangular hoods. Generally speaking, the calculation expressions concerning this type of hoods can also be extended to the bottom capturing hoods.

For simple exhaust systems, or for circular or rectangular hoods, the most widely adopted relationship in the literature for the proportioning is the one put forward in the 1930's by J.M. Dalla Valle [9, 10]:

$$\frac{V}{V_x} = \frac{10x^2 + A}{A} \quad (2)$$

where the definitions already given for relation (1) apply to V and A, while x and V_x respectively represent the axial distance of the hood inlet section and the capture velocity measured along the axis of the hood.

Empirical relation (2) is one-dimensional; i.e. it allows calculating just the reduction in capture velocity along the axis of the exhaust system. The experimental studies conducted by Dalla Valle showed how the velocity decreases rapidly with the distance of (2), therefore it is limited to rather a restricted field: in actual practice, for a free circular inlet (fig. 9) the attractive action, exerted by the hood, is limited to one diameter. The figure also gives the flow lines and the iso-kinetic lines, or velocity profiles, expressed in percentage of the average velocity v in the duct.

Also relation (2) could probably be considered, apart from appropriate corrective coefficients, to be derived from a continuity equation; in fact, the product O is the effluent volumetric flow through the inlet section of the free circular hood, while the product [(10x² + A)·V_x] represents the volumetric flow passing across an iso-kinetic surface area of [(10x² + A). However a free exhaust hood also draws in air behind the ideal through plane via its inlet section; i.e. normally outside the zone of contamination. As the flow lines (fig. 9) bend towards

chetta d'aspirazione libera aspira però l'aria anche dietro il piano ideale passante per la sua sezione d'imbocco, e cioè, in genere, al di fuori della zona di contaminazione. Le linee di flusso (fig. 9) curvandosi verso la parete della tubazione interferiscono negativamente con le linee di flusso utili [11].

Pertanto, un netto miglioramento dell'efficienza delle cappe di aspirazione si realizza flangiando opportunamente le bocchette (fig. 10). Ciò comporta una notevole riduzione della portata d'aria richiesta, a parità di velocità di cattura, in quanto diminuisce la quantità d'aria aspirata dal retro della cappa.

La flangia quindi realizza un "allungamento" del campo di moto, nel senso che l'azione di richiamo si risente ad una distanza dalla sezione d'ingresso maggiore (circa 1,30 volte il diametro) rispetto al caso di bocchetta libera. Pertanto, la flangiatura produce, a parità di portata $V \cdot A$, un incremento della velocità di cattura sull'asse di circa il 33%, migliorando nel contempo la distribuzione di velocità. Per questo tipo di cappa il Dalla Valle ha fornito un'ulteriore relazione empirica monodimensionale derivata dalla (2):

$$\frac{V}{V_x} = 0,75 \frac{10x^2 + A}{A} \quad (3)$$

Dall'esame della figura 11, relativa al caso di bocchetta circolare flangiata, e come peraltro può riscontrarsi sperimentalmente [9, 12], le linee isocinetiche sono assimilabili ad una famiglia di ellissi omofocali, aventi per fuochi i punti A e B di figura 11.

Accanto alle succitate relazioni empiriche, per la determinazione del campo di moto all'ingresso di bocche aspiranti, è possibile usufruire anche di relazioni analitiche.

the pipe wall they interfere negatively with the useful flow lines [11].

Hence a clear improvement in the efficiency can be obtained by appropriately flanging the hoods (fig. 10). This produces an appreciable reduction in the required air flow, for the same capture velocity, because the quantity of air drawn in from behind the hood is decreased.

Thus the flange creates an "extension" of the range of motion, in the sense that the attracting action is felt at a greater distance from the inlet section (approx. 1.30 times the diameter) compared to the case of the free hood. Therefore the flanging produces, for an equal flow rate, an increase in capture velocity on the axis by approx. 33%, at the same time improving the velocity distribution. For this type of hood, Dalla Valle supplied a further empirical one-dimensional relation derived from relation (2):

$$\frac{V}{V_x} = 0,75 \frac{10x^2 + A}{A} \quad (3)$$

Examining figure 11, regarding the case of flanged circular hood, and as may be found experimentally [9, 12], the iso-kinetic lines can be assimilated to a family of homofocal ellipses, having, as focal point, points A and B of figure 11.

Alongside the above empirical relations, it is also possible to use analytical relations for determination of the range of motion at the inlet of exhaust hoods.

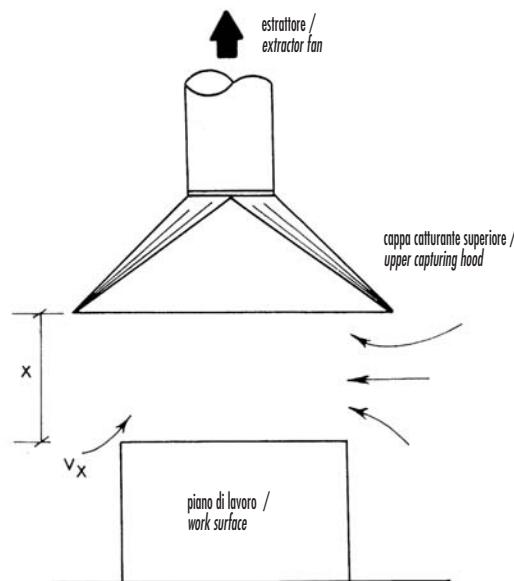


Figura 8
Cappa catturante superiore

Figure 8
Upper capturing hood

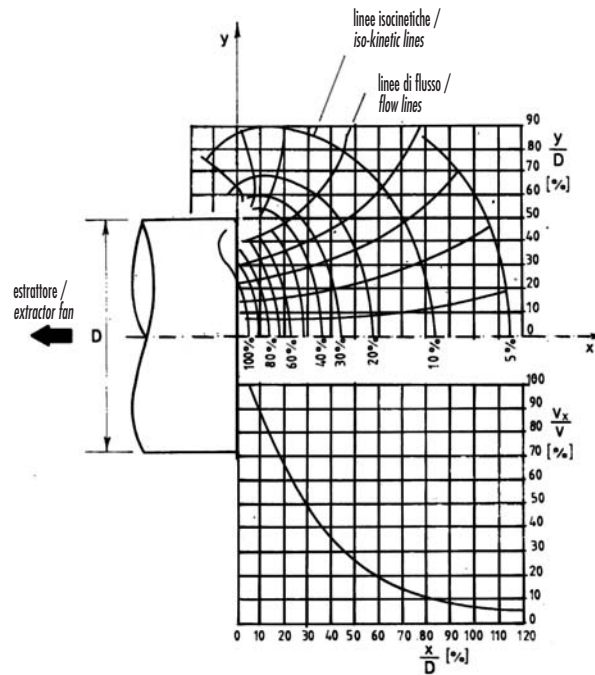


Figura 9
Campo di moto all'ingresso di bocca libera circolare

Figure 9
Range of motion at inlet of free circular hood

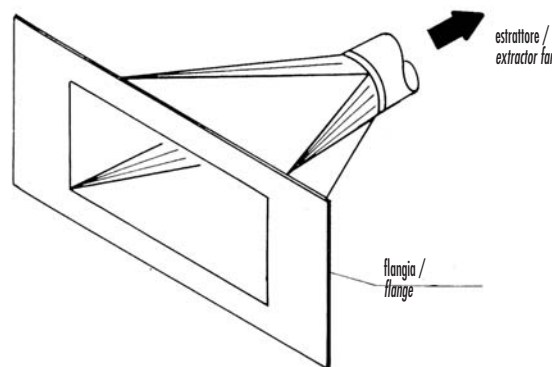


Figura 10
Esempio di cappa aspirante flangiata

Figure 10
Example of flange exhaust hood

In particolare, si possono utilizzare diverse soluzioni di moto a potenziale risolte dal Lamb [13]: tra queste, quella di maggior interesse, per il caso di bocca circolare con flangia di lunghezza infinita, è:

$$\Phi = -\frac{Q}{2\pi a} \int_0^\infty e^{-kz} J_0(kr) \sin(ka) \frac{dk}{k} \quad (4)$$

Above all, it is possible to use different potential motion solutions solved by Lamb [13]: from these the one of greater interest, as regards the circular hood with flange of infinitely length, is:

$$\Phi = -\frac{Q}{2\pi a} \int_0^\infty e^{-kz} J_0(kr) \sin(ka) \frac{dk}{k} \quad (4)$$

dove:

- Φ è il potenziale di velocità;
- Q è la portata volumetrica;
- a è il raggio della bocca circolare;
- k è la variabile di integrazione;
- J_0 è la funzione di Bessel di ordine zero;
- z, r sono le coordinate cilindriche.

where:

- Φ is the velocity potential;
- Q is the volumetric flow;
- a is the radius of the circular hood;
- k is the integration variable;
- J_0 is the Bessel function of order zero;
- z, r are the cylindrical co-ordinates.

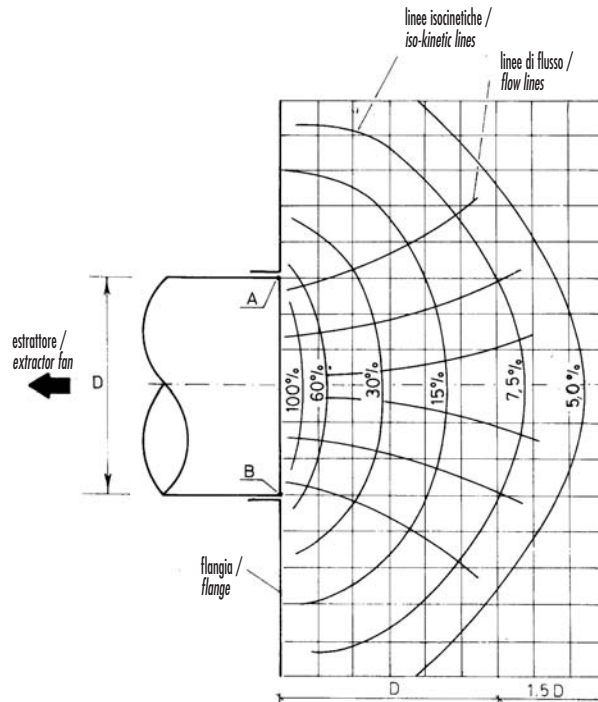


Figura 11
Campo di moto all'ingresso di bocca circolare flangiata

Figure 11
Range of motion at inlet of flanged circular hood

La (4) è relativa ad un campo di moto a potenziale tridimensionale assialsimmetrico generato da una distribuzione non uniforme di pozzi in corrispondenza della sezione d'ingresso della bocca circolare tale che in essa risulti una velocità uniforme. Come per tutti i moti a potenziale, alla base della (4) vi è il rispetto delle ipotesi di moto incomprimibile, irrotazionale, stazionario e di fluido non viscoso [14]. Queste ipotesi risultano accettabili con una certa approssimazione nel caso dei sistemi di aspirazione in esame in quanto trascurare gli effetti viscosi equivale a non tenere conto dell'instaurarsi, all'imbocco di tali sistemi aspiranti, dei fenomeni di *vena contracta* che di fatto condizionano il campo di moto [12].

4. RISULTATI DELLE INDAGINI SPERIMENTALI

Con riferimento alla relazione (2) relativa ad una bocca circolare libera, si riportano nel seguito i primi risultati sperimentali di indagini svolte presso il DIME [15].

In particolare, nella tabella I vengono posti a confronto rilievi sperimentali della velocità lungo

Relation (4) concerns a range of axial symmetric motion with three-dimensional potential generated by an uneven distribution of apertures at the inlet section of the circular hood such that a uniform velocity is obtained in it. As in the case of all potential motions, there is observance in accordance with relation (4) of the assumptions of motion considered as steady, incompressible, irrotational, and non viscous [14]. These assumptions are acceptable with a certain degree of approximation in the case of the exhaust systems under consideration because to ignore the viscous effects is equivalent to not taking into account the setting up, at the inlet of such exhaust systems, of the vena contracta phenomena which actually condition the range of motion [12].

4. RESULTS OF THE EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS

With reference to relation (2) regarding a free circular inlet, the preliminary experimental results of research carried out at DIME [15] are given below. Above all, a comparison is made in table I of the experimental findings of the velocity along the axis

l'asse del sistema di aspirazione, con i valori che si ricavano dalla relazione (2) del Dalla Valle.

Le misure suddette sono state ricavate attraverso prove condotte su di un apposito apparato sperimentale costituito da una tubazione di diametro interno pari a 175 mm e da un ventilatore centrifugo che elabora una portata massima di 0,28 m³/s. Le misure di velocità all'ingresso sono state effettuate mediante un anemometro a filo caldo termocompensato, opportunamente tarato. La movimentazione della sonda anemometrica è stata effettuata per mezzo di slitte ottiche a scansione millimetrica dotate di un accoppiamento pignone-cremagliera. La velocità media nel condotto è stata valutata con un tubo di Pitot (AMCA a vaso emisferico) [16] mediante quattro rilievi di velocità locale in un'opportuna sezione di misura (metodo di Tchebycheff [17]).

I valori della velocità di cattura sull'asse sono stati riportati nella tabella I dimensionalizzati rispetto alla velocità media misurata in quanto, come risulta anche da precedenti indagini sperimentali [9, 12], il campo di velocità all'imbocco, e quindi il rapporto V_x/V (velocità di cattura/velocità media nel condotto), è praticamente indipendente dal valore della portata e dal diametro della bocca circolare aspirante.

Dall'esame dei risultati riportati nella tabella I scaturisce che i valori di velocità di cattura ricavati dalla relazione empirica (2) del Dalla Valle risultano leggermente sovrastimati rispetto alle misure effettuate, così come evidenziato anche dalla fig. 12, dove sono messe a confronto la curva dell'abbattimento della velocità di cattura assiale del Dalla Valle ed i rilievi sperimentali.

Tabella I - Confronto tra la formula (2) ed i rilievi sperimentali del DIME relativi ad una bocca circolare libera.

Ascissa x/D	Velocità in base alla formula (2) di Dalla Valle V_x/V (%)	Velocità sperimentale V_s/V (%)
0.00	100.0	107
0.06	95.6	86
0.12	84.5	73
0.18	70.8	59
0.24	57.7	50
0.30	46.6	42
0.36	37.7	34
0.42	30.8	28
0.48	25.4	22
0.54	21.2	19
0.60	17.9	16
0.66	15.3	14
0.72	13.2	12
0.78	11.4	11
0.84	10.0	9
0.90	8.8	8
0.96	7.8	7
1.02	7.0	6

of the exhaust system with the results deduced from the Dalla Valle relation (2).

The above measurements were obtained through tests carried out on a special experimental apparatus consisting of a pipe with inner diameter equal to 175 mm and a centrifugal fan delivering a maximum flow of 0.28 m³/s. Inlet velocities were measured by a suitably calibrated, thermally compensated hotwire anemometer. Movement of the anemometric probe was driven via optical slides featuring fine scanning and provided with rack & pinion. The average velocity in the duct was measured with a Pitot tube (to AMCA with hemispherical tip design) [16] through four measurements of local velocity in an appropriate measuring section (Tchebycheff method [17]).

The capture velocities along the axis are given in table I. They are dimensioned according to the average velocity measured because, as also found in previous experimental research work [9, 12], the velocity range at the inlet, and therefore the ratio V_x/V (capture velocity/average velocity in the duct), is practically independent from the flow rate and diameter of the circular exhaust hood.

Upon examining the results given in table I it emerges that the capture velocities deduced from the Dalla Valle empirical relation (2) are found to be slightly overestimated with respect to the measurements made, as also is apparent from fig. 12, where a comparison is made between the curve with reduction of axial capture according to Dalla Valle and the experimental findings.

Table I – Comparison between formula (2) and experimental findings by DIME regarding a free circular hood.

Abscissa x/D	Velocity according to Dalla Valle formula (2) V_x/V (%)	Experimental velocity V_s/V (%)
0.00	100.0	107
0.06	95.6	86
0.12	84.5	73
0.18	70.8	59
0.24	57.7	50
0.30	46.6	42
0.36	37.7	34
0.42	30.8	28
0.48	25.4	22
0.54	21.2	19
0.60	17.9	16
0.66	15.3	14
0.72	13.2	12
0.78	11.4	11
0.84	10.0	9
0.90	8.8	8
0.96	7.8	7
1.02	7.0	6

Tabella II - Confronto tra le formule (3), (4) ed i rilievi sperimentali del DIME relativi a bocca circolare flangiata.

Ascissa x/D	Velocità in base alla formula (3) di Dalla Valle $V_x/V(\%)$	Velocità moto a potenziale formula (4) $V_x/V(\%)$	Velocità sperimentale	
			flangia R-120 mm $V_x/V(\%)$	flangia R-240 mm $V_x/V(\%)$
0.00	133.3	∞	98	101
0.06	127.5	49.3	84	89
0.12	112.7	47.3	72	75
0.18	94.4	44.3	62	66
0.24	76.9	40.6	52	54
0.30	62.1	36.7	45	49
0.36	50.3	32.9	40	40
0.42	41.1	29.3	31	35
0.48	33.9	26.0	28	29
0.54	28.3	23.1	24	25
0.60	23.9	20.5	20	22
0.66	20.4	18.2	18	19
0.72	17.5	16.3	16	18
0.78	15.2	14.6	14	16
0.84	13.3	13.1	12	15
0.90	11.8	11.8	11	13
0.96	10.5	10.7	10	11
1.02	9.4	9.7	8	10
1.08	8.4	8.8	7	9
1.14	7.6	8.1	6	8
1.20	6.9	7.4	5	6

Table II - Comparison between formulae (3), (4) and experimental findings by DIME regarding a flanged circular hood

Abscissa x/D	Velocity according to formula (3) of Dalla Valle $V_x/V(\%)$	Velocity potential motion formula (4) $V_x/V(\%)$	Experimental velocity	
			flange R-120 mm $V_x/V(\%)$	flange R-240 mm $V_x/V(\%)$
0.00	133.3	∞	98	101
0.06	127.5	49.3	84	89
0.12	112.7	47.3	72	75
0.18	94.4	44.3	62	66
0.24	76.9	40.6	52	54
0.30	62.1	36.7	45	49
0.36	50.3	32.9	40	40
0.42	41.1	29.3	31	35
0.48	33.9	26.0	28	29
0.54	28.3	23.1	24	25
0.60	23.9	20.5	20	22
0.66	20.4	18.2	18	19
0.72	17.5	16.3	16	18
0.78	15.2	14.6	14	16
0.84	13.3	13.1	12	15
0.90	11.8	11.8	11	13
0.96	10.5	10.7	10	11
1.02	9.4	9.7	8	10
1.08	8.4	8.8	7	9
1.14	7.6	8.1	6	8
1.20	6.9	7.4	5	6

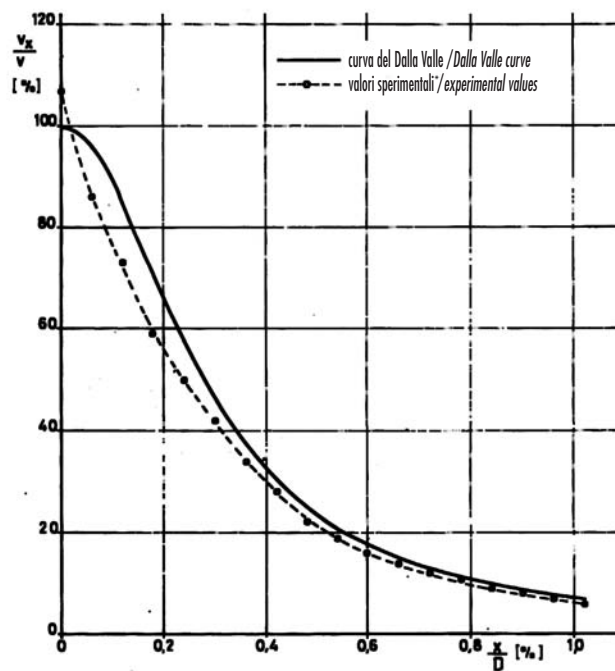


Figura 12
Curve di abbattimento della velocità di cattura assiale

Figure 12
Curves plotting reduction of axial capture velocity

Per quanto riguarda le cappe catturanti flangiate nella tabella II si confrontano i dati sperimentali rilevati dagli autori con i valori ricavati dalla relazione (3) del Dalla Valle e dalla relazione (4) ottenuta dalla soluzione teorica del campo di moto a potenziale.

Analogamente a quanto fatto dal Dalla Valle, il condotto a sezione circolare precedentemente descritto è stato flangiato con un disco avente raggio esterno R pari a 120 mm. A conferma di quanto sopra detto, è facile notare che la flangiatura della bocca aspirante comporta, a parità di portata elaborata, un effettivo “allungamento” del profilo di velocità. Inoltre, nella tabella II sono anche riportati i valori sperimentali relativi ad una bocca aspirante con flangia di raggio esterno pari a 240 mm. Dall'esame di questi ultimi si rileva come all'aumentare del diametro del disco flangiante aumenti, seppur lievemente, la zona d'influenza del campo di moto in aspirazione.

In particolare, si può osservare che raddoppiando il diametro della flangia si ottiene sull'asse un incremento medio della velocità di cattura piuttosto modesto (circa il 5%). Da ciò si può evincere che esiste un valore limite del diametro della flangia oltre il quale il suddetto allungamento del profilo di velocità diventa irrilevante [18].

Dall'esame dei dati della tabella II appare inoltre evidente che nelle immediate vicinanze della sezione d'imbocco ($0,00 < x/D < 0,30$) esiste una notevole discrepanza tra i valori forniti dalla (4) ed i dati sperimentali.

Ciò è fondamentalmente attribuibile al fatto che l'ipotesi di fluido non viscoso, posta alla base del modello teorico di moto a potenziale, viene a cadere in prossimità di detta sezione, laddove maggiormente si risentono gli effetti della viscosità. Tali effetti, infatti, non possono essere trascurati sia ai bordi della bocca aspirante, dove si verificano elevati gradienti di velocità, sia nella zona d'ingresso del tubo aspirante dove si instaura il fenomeno della *vena contracta*, che determina nella sezione d'imbocco una rilevante curvatura del profilo di velocità.

Risulta altresì evidente che allontanandosi dalla zona d'imbocco ($x/D > 0,30$) il modello di moto a potenziale fornisce invece valori piuttosto aderenti ai rilievi sperimentali.

5. CONCLUSIONI

La corretta progettazione dei sistemi di aspirazione è di fondamentale importanza per il controllo delle concentrazioni di inquinanti prodotti negli ambienti industriali. Essa è strettamente connessa ad un'approfondita conoscenza dei campi di moto che si determinano all'imbocco dei sistemi aspiranti (cappe) e cioè della distribuzione spaziale della velocità di cattura. Un'esatta descrizione di tali campi di moto permette, infatti, un'ottimizzazione energetica degli impianti di aspirazione, evitando la diffusa ed antieconomica ten-

As regards the flanged capturing hoods in table II a comparison is made of the experimental data found by the author with the values deduced from the Dalla Valle relation (3) and relation (4) obtained by the theoretical solution of the potential motion range.

Similar to the work carried out by Dalla Valle, the previously described duct with circular section was flanged with a disc having outer radius R equal to 120 mm. As confirmation of the above, it is easy to see that the flanging of the exhaust hood, causes, for the same calculated flow rate, an effective “extension” of the velocity profile. Table II also gives the experimental values regarding an exhaust hood with flange having outer radius equal to 240 mm. Upon examining the latter values, it can be seen that by increasing the diameter of the flanged disc, the zone of influence of the range of motion in suction is also increased (even if slightly).

Above all, it can be noted that by doubling the flange diameter, a rather modest average increase (about 5%) in capture velocity is obtained along the axis. From this it may be deduced that there is a limiting value of the flange diameter beyond which the above-mentioned extension of the velocity profile becomes irrelevant [18].

Moreover upon examining the data of table II it is clear that in the immediate vicinity of the inlet section ($0.00 < x/D < 0.30$) there is an appreciable discrepancy between the values supplied by relation (4) and the experimental data.

This is basically ascribable to the fact that the non viscous fluid assumption, on which the theoretical potential motion theory is based, cannot be applied in the vicinity of said section, where the effects of the viscosity are felt the most. In fact it is not possible to ignore such effects either at the edges of the exhaust hood, where there are high velocity gradients, or at the inlet zone of the suction duct where there is the phenomenon of vena contracta, which determines an appreciable bending of the velocity profile in the inlet section.

It is also evident that on moving away from the inlet zone ($x/D > 0,30$) the potential motion model instead provides values which fairly fit the experimental findings.

5. CONCLUSIONS

Correct design of exhaust systems is of vital importance for controlling concentrations of contaminants produced in industrial environments. It is closely related to an in-depth knowledge of the ranges of motions determined at the inlet of exhaust sections (hoods): i.e. the spatial distribution of the capture velocity. In fact, an exact description of such ranges of motion allows optimizing energy of exhaust systems, thus avoiding the widespread and non cost-effective tendency towards overdimensioning, which is often adopted, for safety reasons, due

denza al sovradimensionamento, a cui, per sicurezza, spesso si ricorre proprio a causa di una certa indeterminazione con la quale si riesce a valutare il campo di moto.

Attualmente si può affermare che sia la letteratura tecnica specializzata che le raccomandazioni internazionali non forniscono delle relazioni atte a descrivere soddisfacentemente il campo di moto all'ingresso di bocche aspiranti. In particolare, sono disponibili solo poche relazioni empiriche che descrivono l'abbattimento della sola velocità di cattura assiale in cappe catturanti ed alcune soluzioni teoriche di detti campi di moto, basate però sulle ipotesi di moto incomprimibile, irrotazionale, stazionario e di fluido non viscoso. Entrambi questi tipi di relazione forniscono una valutazione del campo di moto abbastanza limitata, e quindi insufficiente per consentire un'efficace dimensionamento degli impianti di aspirazione. Le relazioni empiriche, infatti, fornendo come unica informazione quella sulla velocità assiale di cattura, riducono semplicisticamente la fluidodinamica al caso monodimensionale, laddove, invece, per qualunque geometria della bocca aspirante, il campo di moto è tridimensionale. Le soluzioni teoriche, invece, possono essere ritenute valide solo ad una certa distanza dalla sezione d'imbocco, dove cioè può considerarsi accettabile l'ipotesi di fluido non viscoso.

Gli Autori, sulla base di indagini sperimentali condotte presso i laboratori del DIME, in questo lavoro hanno cercato di fornire un'analisi critica delle relazioni esistenti in letteratura per la progettazione dei sistemi aspiranti, riproponendosi nel seguito [19], grazie ad ulteriori ricerche ancora in corso, di definire nuove relazioni semiempiriche, che consentano una soddisfacente descrizione del campo di velocità all'imbocco di cappe di aspirazione. *Questo lavoro è stato sviluppato nell'ambito delle attività del contratto MPI 60% n. 8800276.*

Relazione presentata al XV Congresso Internazionale ANIMP, Firenze 3-5 novembre 1988.

to a certain inexactness in evaluating the range of motion.

At the moment it can be stated that the specialized technical journals and international recommended practices do not supply suitable relationships for an adequate description of the range of motion at the inlet of exhaust hoods. Above all, there are only a few empirical relations which describe the reduction of just the axial capture velocity in capturing hoods and certain theoretical solutions of said ranges of motion; however these are based on the assumptions of motion of fluids considered as steady, incompressible, irrotational, or non viscous. Both these types of relation provide a fairly limited evaluation of the range of motion, therefore insufficient to allow effective dimensioning of the exhaust systems. In actual fact, by supplying as sole information the axial capture velocity, the empirical relations merely reduce the fluid dynamics to the one-dimensional case, where, however, the range of motion is three-dimensional for any type of geometry of the exhaust hood. On the other hand, the theoretical solutions may be considered valid only at a certain distance from the inlet section; i.e. where the assumption of non-viscous fluid could be considered as acceptable.

On the basis of experiments carried out at the DIME laboratories, the Authors have sought, in this work, to provide a critical analysis of the relationships in the literature for design of exhaust systems, by proposing in the follow-up [19] (and thanks to further research still in progress) the definition of new semi-empirical relationships which allow satisfactory description of the range of velocity at the inlet of exhaust hoods.

This work has been carried out within the framework of the activities according to the contract MPI 60% n. 8800276.

Paper presented at the XV International ANIMP Conference, Florence 3rd -5th November 1988.

BIBLIOGRAFIA

- [1] H.J. McDermott: "Handbook of ventilation for contaminant control" - Ann Arbor Science Pub., Ann Arbor, 1976
- [2] R. Braconnier, G. Aubertin: "Captage et dilution des polluants," *Travail & Sécurité*, 1-2, Jan-Fév. 1983 (pagg. 26-42)
- [3] "Principles of Local Exhaust Ventilation" - HM Factory Inspectorate, Health and Safety Executive, First Report of the sub-committee on Dust and Fume, Crown Pub., London, 1975
- [4] "Guide pratique de ventilation" - Cahiers de notes documentaires, Sécurité et hygiène du travail, 119, 2° trimestre, 1985, (pagg. 159-182)
- [5] ACGIH, Committee on Industrial Ventilation: "Industrial Ventilation - A Manual of Recommended Practice" - 14th Ed., Lansing, 1976
- [6] OSHA, General Industry Safety and Health Regulations - US Code or Federal Regulations, Title 29, Chapter XVII, Part 1910.1006, 1975
- [7] "Industrial Exhaust Systems" - Ashrae Systems Handbook 1973 (Chapter 22, pg. 22.1-22.12)
- [8] M. Shibata, R.H. Howell, T. Hayashi: "Characteristics and Design method for Push-Pull Hoods" - Part 1, Cooperation Theory on Airflow, ASHRAE Transaction 1982, Paper no. 2697, (pagg. 535-556)
- [9] J.M. Dalla Valle, T. Hatch: "Studies in the Design of Local Exhaust Hoods" - Transactions of ASME 54, 1932 (pagg. 31- 37)
- [10] J.M. Dalla Valle: "Exhaust Hoods", Industrial Press Inc., New York, 1952
- [11] "Industrial Exhaust Systems" - HVAC ASHRAE Handbook 1987 (Chapter 43, pagg. 43.1-43.10)
- [12] M.R. Flynn, M.J. Ellenbecker: "The Potential Flow Sostition for Air Flow into a Flanged Circular Hood" - *Am. Ind. Hyg. Assoc. J.*, Vol. 46, June 1985 (pagg. 318-322).
- [13] H. Lamb: "Hydrodynamiciscs" - 6th Ed., Dover Pub., New York, 1945
- [14] R.H. Kirchhoff: "Potential Flows-computer graphic solutions" - Pub. Marcel Dekker Inc., New York, 1985
- [15] M. Dell'Isola: "Problemi fluidodinamici delle cappe di aspirazione" - Tesi di Laurea, Università di Napoli, Facoltà di Ingegneria, marzo 1988
- [16] E. Ower, R.C. Pankhurst: "The measurement of air flow" - Pergamon Press Pub., Oxford, 1984
- [17] ISO 3966: "Measurement of fluid flow in closed conduits-velocity area method using Pitot static tubes 1977
- [18] N.A. Esmen, D.A. Weyel, F.P. McGuigan: "Aerodynamic Properties of Exhaust Hoods" - *Am. Ind. Hyg. Assoc.* Vol. 47, August 1986 (pagg. 448-454)
- [19] V. Betta, F. Cascetta, M. Dell'Isola, P. Vigo: "Una soluzione semiempirica per la descrizione del campo di moto all'imbocco di cappe di aspirazione" - Atti 43° Cong. Naz. ATI, Ancona, settembre 1988.

BIBLIOGRAPHY

- [1] H.J. McDermott: "Handbook of ventilation for contaminant control" - Ann Arbor Science Pub., Ann Arbor, 1976
- [2] R. Braconnier, G. Aubertin: "Captage et dilution des polluants," *Travail & Sécurité*, 1-2, Jan-Fév. 1983 (pagg. 26-42)
- [3] "Principles of Local Exhaust Ventilation" - HM Factory Inspectorate, Health and Safety Executive, First Report of the sub-committee on Dust and Fume, Crown Pub., London, 1975
- [4] "Guide pratique de ventilation" - Cahiers de notes documentaires, Sécurité et hygiène du travail, 119, 2° trimestre, 1985, (pagg. 159-182)
- [5] ACGIH, Committee on Industrial Ventilation: "Industrial Ventilation - A Manual of Recommended Practice" - 14th Ed., Lansing, 1976
- [6] OSHA, General Industry Safety and Health Regulations - US Code or Federal Regulations, Title 29, Chapter XVII, Part 1910.1006, 1975
- [7] "Industrial Exhaust Systems" - Ashrae Systems Handbook 1973 (Chapter 22, pg. 22.1-22.12)
- [8] M. Shibata, R.H. Howell, T. Hayashi: "Characteristics and Design method for Push-Pull Hoods" - Part 1, Cooperation Theory on Airflow, ASHRAE Transaction 1982, Paper no. 2697, (pagg. 535-556)
- [9] J.M. Dalla Valle, T. Hatch: "Studies in the Design of Local Exhaust Hoods" - Transactions of ASME 54, 1932 (pagg. 31- 37)
- [10] J.M. Dalla Valle: "Exhaust Hoods", Industrial Press Inc., New York, 1952
- [11] "Industrial Exhaust Systems" - HVAC ASHRAE Handbook 1987 (Chapter 43, pagg. 43.1-43.10)
- [12] M.R. Flynn, M.J. Ellenbecker: "The Potential Flow Sostition for Air Flow into a Flanged Circular Hood" - *Am. Ind. Hyg. Assoc. J.*, Vol. 46, June 1985 (pagg. 318-322).
- [13] H. Lamb: "Hydrodynamiciscs" - 6th Ed., Dover Pub., New York, 1945
- [14] R.H. Kirchhoff: "Potential Flows-computer graphic solutions" - Pub. Marcel Dekker Inc., New York, 1985
- [15] M. Dell'Isola: "Problemi fluidodinamici delle cappe di aspirazione" - Tesi di Laurea, Università di Napoli, Facoltà di Ingegneria, marzo 1988
- [16] E. Ower, R.C. Pankhurst: "The measurement of air flow" - Pergamon Press Pub., Oxford, 1984
- [17] ISO 3966: "Measurement of fluid flow in closed conduits-velocity area method using Pitot static tubes 1977
- [18] N.A. Esmen, D.A. Weyel, F.P. McGuigan: "Aerodynamic Properties of Exhaust Hoods" - *Am. Ind. Hyg. Assoc.* Vol. 47, August 1986 (pagg. 448-454)
- [19] V. Betta, F. Cascetta, M. Dell'Isola, P. Vigo: "Una soluzione semiempirica per la descrizione del campo di moto all'imbocco di cappe di aspirazione" - Atti 43° Cong. Naz. ATI, Ancona, settembre 1988.