

**POLITECNICO DI MILANO**

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Dipartimento di Energia



**Fluidodinamica di canali microforati per condizionamento e  
studio tramite PIV del campo di moto indotto**

Federico Pedranzini  
Lucio Tiziano Araneo  
Luigi Pietro Maria Colombo  
Gloria Tavecchio  
Davide Gricini  
Mirco Bontempo









---

# Indice

<b>Indice delle figure .....</b>	<b>III</b>
<b>Indice delle tabelle .....</b>	<b>V</b>
<b>Sommario .....</b>	<b>VII</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>IX</b>
<b>Introduzione.....</b>	<b>1</b>
<b>1 Richiami teorici e leggi di conservazione .....</b>	<b>5</b>
1.1 Equazione di continuità .....	5
1.2 Equazione dell'energia.....	7
1.3 Equazione di conservazione della quantità di moto .....	9
1.3.1 Flusso di quantità di moto .....	9
1.3.2 Seconda legge di Newton.....	10
1.3.3 Forze agenti su un volume di controllo.....	10
1.3.4 Equazione della quantità di moto.....	11
1.4 Equazione di Bernoulli.....	12
1.5 Pressione statica, dinamica e totale.....	14
1.6 Coefficienti caratteristici per il canale microforato .....	15
1.6.1 Coefficiente di attrito .....	15
1.6.2 Coefficiente di perdita di carico sul foro .....	17
<b>2 Prove sperimentali su Circuito di prova A .....</b>	<b>21</b>
2.1 Descrizione del Circuito A .....	21
2.1.1 Strumenti per la misura di portata e pressione .....	22
2.1.1.1 Tubo di Pitot.....	23
2.1.1.2 Manometri .....	24
2.1.1.3 Anemometro a filo caldo.....	25
2.1.1.4 Multimetro.....	25
2.1.2 Ventilatore.....	25
2.2 Prove sul circuito e analisi dei risultati ottenuti .....	26
2.2.1 Definizione della curva caratteristica del canale microforato.....	26
2.2.2 Caratterizzazione su 11 punti del canale microforato .....	27
2.2.2.1 Caso base con pressione totale 180 Pa.....	28
2.2.2.2 Seconda prova con pressione totale 280 Pa .....	31
2.2.2.3 Ulteriori modifiche al Circuito A .....	33
<b>3 Descrizione del modello matematico .....</b>	<b>35</b>
3.1 Modello matematico del canale microforato.....	35
3.2 Applicazione del modello ad un canale in metallo con fori da 4 mm .....	41
3.2.1 Comportamento del canale al variare del numero di fori per sezione .....	46
3.2.2 Comportamento del canale al variare della pressione totale all'imbocco.....	47
3.2.3 Comportamento del canale al variare della lunghezza del condotto.....	49
3.3 Confronto tra dati sperimentali, modello matematico e software Klima .....	49
3.4 Analisi di un canale in metallo con diverso diametro dei fori.....	52
3.5 Analisi di un canale in tessuto .....	54
3.5.1 Analisi di un canale in tessuto alla variazione del numero di fori .....	56
<b>4 Immissione dell'aria in ambiente attraverso diffusori.....</b>	<b>63</b>

---

---

4.1	Classificazione dei getti d'aria in ambiente .....	64
4.2	Getto libero isoterma.....	65
4.2.1	Angolo di dispersione del getto .....	66
4.2.2	Zone di espansione del getto.....	66
4.2.3	Lancio del getto.....	69
4.2.4	Rapporto di induzione.....	69
4.2.5	Getti multipli.....	70
4.3	Moti dell'aria in ambiente .....	70
4.4	Caso studio: il canale microforato .....	74
5	Descrizione del Circuito sperimentale B .....	79
5.1	Teoria della similitudine .....	79
5.1.1	Similitudine del Circuito B .....	82
5.2	Descrizione del circuito idraulico.....	85
5.2.1	Ramo di mandata .....	87
5.2.1.1	Valvola a sfera.....	88
5.2.1.2	Asametro .....	88
5.2.1.3	Manometro .....	88
5.2.2	Ramo di ripresa .....	89
5.3	Osservazioni preliminari sul modello in scala .....	89
6	Analisi del campo di moto nel modello in scala .....	93
6.1	Principali tecniche di misura dei flussi d'aria indoor.....	93
6.1.1	Anemometro a sfera calda .....	94
6.1.2	LDA (Laser Doppler Anemometry).....	95
6.1.3	Anemometro sonico e PTV (Particle Tracking Velocimetry) .....	97
6.1.4	CFD (Computational Fluid Dynamics).....	99
6.2	PIV (Particle Image Velocimetry).....	101
6.2.1	Caratteristiche di base della PIV .....	102
6.2.2	Strumentazione del Circuito B.....	104
6.2.2.1	Laser .....	104
6.2.2.2	Telecamera .....	107
6.2.2.3	Sincronizzatore.....	111
6.2.2.4	Particelle traccianti.....	111
6.2.3	Setup di acquisizione delle immagini .....	112
6.2.4	Acquisizione delle immagini .....	115
6.2.5	Elaborazione delle immagini .....	119
6.2.6	Risultati sperimentali e analisi dei dati: setup con obiettivo 24 mm .....	122
6.2.7	Risultati sperimentali e analisi dei dati: setup con obiettivo 60 mm .....	125
6.3	Analisi dei risultati tramite simulazione CFD in aria.....	128
7	Conclusioni e sviluppi futuri .....	135
7.1	Conclusioni e sviluppi futuri relativi al Circuito A .....	135
7.2	Conclusioni e sviluppi futuri relativi al Circuito B .....	136
	Appendice A.....	137
	Appendice B.....	143
	Appendice C.....	147
	Bibliografia .....	149

---

---

## Indice delle figure

Figura 1.1 Volume di controllo .....	5
Figura 1.2 Valori del coefficiente di perdita in funzione dei rapporti tra l'area forata e l'area del canale, al variare della lunghezza della zona forata rispetto al diametro idraulico.....	19
Figura 2.1 Circuito A .....	21
Figura 2.2 Costruttivo del Circuito A.....	22
Figura 2.3 VOLU-probe.....	23
Figura 2.4 Schema VOLU-probe .....	24
Figura 2.5 Curva prevalenza-portata del Circuito A .....	27
Figura 2.6 Punti di misura effettuate con tubo di Pitot mobile su ognuna delle 11 sezioni; le distanze dal fondo sono in decimi di millimetro.....	28
Figura 2.7 Configurazioni con foratura standard (a sinistra) e foratura ruotata di 90° (a destra).....	34
Figura 3.1 Valori del coefficiente di perdita di carico sul foro .....	43
Figura 3.2 Andamento delle pressioni all'interno del canale microforato .....	44
Figura 3.3 Andamento delle velocità all'uscita dai fori nel canale microforato .....	45
Figura 3.4 Andamento dell'angolo di efflusso dell'aria dai fori nel canale microforato .....	46
Figura 3.5 Confronto tra le curve portata-prevalenza .....	50
Figura 3.6 Andamento delle pressioni per il canale in metallo con fori da 2 mm .....	54
Figura 3.7 Andamento delle velocità per canale in metallo con fori da 2 mm .....	54
Figura 3.8 Curve caratteristiche del canale in tessuto, del canale metallico e della stima dei valori .....	55
Figura 3.9 Curve caratteristiche del canale in tessuto con numero di fori ridotto e dei valori stimati.....	57
Figura 3.10 Andamento della pressione statica lungo il canale .....	59
Figura 3.11 Andamento delle pressioni lungo il canale .....	61
Figura 4.1 Costante di proporzionalità K [12] .....	67
Figura 4.2 Rappresentazione della centerline velocity $v_x$ in funzione del lancio $x$ nelle quattro zone caratteristiche per un getto d'aria isoterma libero [12] .....	69
Figura 4.3 Flusso a dislocamento all'interno di una stanza [13].....	71
Figura 4.4 Flusso a induzione all'interno di una stanza [13] .....	71
Figura 4.5 Suddivisione in zone della stanza secondo le caratteristiche del flusso [14] .....	73
Figura 4.6 Illustrazione del principio di funzionamento di un diffusore microforato.....	75
Figura 4.7 Caratteristiche dell'aria ambiente per la categoria 6 [12].....	77
Figura 4.8 Andamento della $v_x$ centerline velocity del getto generato dal canale microforato .....	78
Figura 5.1 Rappresentazione della lamiera forata del canale.....	85
Figura 5.2 Circuito idraulico .....	86
Figura 5.3 Costruttivo del Circuito B, vista laterale e vista dall'alto.....	87
Figura 5.4 Visualizzazione dei getti principali del diffusore, vista dall'alto .....	90
Figura 5.5 Visualizzazione dei getti principali del diffusore, vista frontale .....	90

---

---

Figura 5.6 Diffusore operante in aria e visualizzazione dell'angolo di uscita, vista dall'alto.....	92
Figura 6.1 Esempio di misura tramite anemometro a sfera calda [14] .....	95
Figura 6.2 Metodo di funzionamento della tecnica di misura LDA [20] .....	96
Figura 6.3 Principio di funzionamento anemometro sonico (T trasmettitore, R ricevitore) .....	97
Figura 6.4 Comune strumentazione per misure tramite tecnica PTV [20].....	98
Figura 6.5 Esempio di un modello di base per simulazione CFD [21] .....	100
Figura 6.6 Tipica strumentazione per tecnica di visualizzazione PIV [20] .....	103
Figura 6.7 Laser (sinistra) e sistema di alimentazione e controllo (destra).....	105
Figura 6.8 Controlli del laser e sistema Q-switch [27] .....	106
Figura 6.9 Risposta spettrale della telecamera [28] .....	110
Figura 6.10 Sistema di riferimento XYZ nel modello in scala .....	114
Figura 6.11 Fattore di scala tra piano oggetto/piano immagine [20] .....	114
Figura 6.12 Mappa di velocità media in corrispondenza di una generica sezione Z	122
Figura 6.13 Mappa di velocità media per la sezione Z= 90 cm .....	123
Figura 6.14 Mappe di velocità media sulla medesima sezione Z=15 cm dopo due diversi transitori.....	124
Figura 6.15 Sequenza delle mappe di velocità media per le 6 sezioni Z a Qrif.....	125
Figura 6.26 Mappa di velocità media in Z= 90 cm a Qmax.....	126
Figura 6.27 Mappa di velocità media in Z= 90 cm a Qrif.....	127
Figura 6.28 Mappa di velocità media in Z= 75 cm a Qmax.....	128
Figura 6.29 Mappa di velocità media in Z= 75 cm a Qrif.....	128
Figura 6.30 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 50 .....	130
Figura 6.31 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 100 .....	130
Figura 6.32 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 150 .....	131
Figura 6.33 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 200 .....	131
Figura 6.34 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 250 .....	132

---

---

## Indice delle tabelle

Tabella 2.1 Valori del Circuito A.....	26
Tabella 2.2 Valori medi ottenuti dalla prima prova .....	29
Tabella 2.3 Velocità dell'aria all'uscita dal foro.....	30
Tabella 2.4 Valori medi ottenuti dalla seconda prova.....	31
Tabella 2.5 Velocità dell'aria all'uscita dal foro.....	32
Tabella 3.1 Coppie prevalenza-portata da cui si è stimato lo $\xi$ ottimale.....	43
Tabella 3.2 Valori stimati e misurati di portata e pressione statica.....	43
Tabella 3.3 Valori delle grandezze di interesse al variare del numero dei fori.....	46
Tabella 3.4 Valori delle grandezze al variare della pressione totale all'imbocco del canale.....	48
Tabella 3.5 Valori delle grandezze di interesse al variare della lunghezza del canale.....	49
Tabella 3.6 Scostamento percentuali delle stime ottenute dal modello con $\xi$ medio rispetto ai valori ottenuti mediante prove sperimentali .....	50
Tabella 3.7 Scostamento percentuale di portata del modello di Klima rispetto alle misure .....	51
Tabella 3.8 Scostamento percentuale della pressione statica stimata rispetto a quella misurata e recupero di pressione statica.....	53
Tabella 3.9 Scostamento percentuale della portata stimata rispetto a quella misurata.....	53
Tabella 3.10 Scostamento percentuale della pressione statica stimata rispetto a quella misurata .....	55
Tabella 3.11 Scostamento percentuale della portata stimata rispetto a quella misurata .....	56
Tabella 3.12 Scostamento percentuale della pressione statica stimata rispetto a quella misurata .....	57
Tabella 3.13 Scostamento percentuale della portata stimata rispetto a quella misurata .....	58
Tabella 3.14 Scostamento percentuale della pressione statica nelle 11 sezioni di misura rispetto a quella misurata all'imbocco del canale ( $p$ statica= 460 Pa) .....	59
Tabella 3.15 Scostamento percentuale della pressione statica nelle 11 sezioni di misura rispetto a quella misurata all'imbocco del canale ( $p$ statica= 410 Pa) .....	59
Tabella 3.16 Scostamento percentuale della pressione statica nelle 11 sezioni di misura rispetto a quella misurata all'imbocco del canale ( $p$ statica= 320 Pa) .....	60
Tabella 4.1 Caratteristiche dimensionali del canale microforato da analizzare .....	76
Tabella 5.1 Dimensioni caratteristiche del modello in similitudine.....	83
Tabella 5.2 Proprietà dei fluidi in similitudine .....	83
Tabella 5.3 Fattori di scala tra le grandezze in similitudine.....	83
Tabella 5.4 Parametri caratteristici del modello in similitudine .....	84
Tabella 5.5 Geometria delle riprese .....	89
Tabella 6.1 Specifiche tecniche del laser .....	107
Tabella 6.2 Specifiche tecniche della telecamera.....	110
Tabella 6.3 Specifiche tecniche delle particelle traccianti .....	112
Tabella 6.4 Configurazioni iniziali per l'acquisizione delle immagini nei due setup di prova.....	115

---

---

Tabella 6.5 Parametri utilizzati per l'acquisizione delle immagini nei due setup di prova.....	119
Tabella 6.6 Velocità dell'aria in uscita dal diffusore ottenute dal software dell'azienda a diverse distanze x .....	132

---

## Sommario

Nel presente lavoro di ricerca si è indagato il comportamento fluidodinamico dei canali microforati per il condizionamento dell'aria ambiente.

Si è realizzato un modello di calcolo per consentire una corretta progettazione dei canali; per fare ciò si sono indagate le relazioni che descrivono la fluidodinamica all'interno del condotto, correlate con quelle che rappresentano l'efflusso dell'aria attraverso i fori.

In seguito alla realizzazione di un circuito di prova è stato possibile confrontare le stime ottenute mediante il modello di calcolo con le misure sperimentali.

Grazie all'individuazione dei legami che intercorrono tra le varie grandezze si potrà estendere il modello di calcolo a differenti configurazioni geometriche.

Successivamente è stato progettato un modello sperimentale per studiare i flussi all'interno della stanza generate da tale sistema di condizionamento in condizioni isoterme. Il modello è realizzato in scala 1:10 e il fluido di lavoro utilizzato è acqua per mantenere la similitudine fluidodinamica. Tramite tecnica PIV si è in grado di descrivere qualitativamente e quantitativamente il presente modello di flusso. Dalle mappe di velocità è possibile ricavare diverse informazioni, quali ad esempio l'andamento dei getti principali, i vortici generati per induzione, nonché la struttura del flusso 3D. Tramite l'analisi dei dati, inoltre, è possibile calcolare diversi parametri come gli istogrammi sulle velocità, il comfort nella zona occupata e il coefficiente di induzione.

**Parole chiave:** canali microforati, condizionamento, similitudine fluidodinamica, tecnica PIV, modello di flusso, comfort, coefficiente di induzione.





---

## Abstract

In this work the behavior of fluid in perforated ducts for ventilation systems has been investigated.

A computational model has been achieved in order to allow a proper design of the ducts; to do this the relationships which describe the fluid dynamics inside the duct have been investigated interconnected with those that represent the outflow of air through the holes.

Thanks to the implementation of a test proof circuit, it was possible to compare the values obtained by the calculation model with experimental measurements.

Thanks to the identification of links between the different magnitudes, it will be possible to extend the model of computation in different geometric configurations.

Then a laboratory model was designed and operated to study the flow patterns inside a room, generated by this conditioning system and operated in isothermal conditions. The model is scaled down 1:10, and water is used as model fluid to respect the fluid-dynamic similitude. PIV technique is successfully implemented to describe qualitatively and quantitatively the flow pattern. The velocity maps show important information, such as the movement of the two lateral jets, two large counter-rotating vortices generated by induction, and the 3D structure of the flow pattern. Data analysis allow to calculate many useful parameters, such as the velocity distribution histograms, the comfort in the occupied zones and the induction coefficient.

**Keywords:** perforated ducts, ventilation systems, fluidodynamic similitude, PIV technique, flow pattern, comfort, induction coefficient.



---

# Introduzione

I canali microforati per la ventilazione ambiente sono utilizzati sia nell'ambito industriale che civile.

Sul mercato sono disponibili diverse varietà di canali differenti, sia per materiale:

- tessuto;
- metallo.

che per geometria:

- canali circolari;
- canali semicircolari.

Grazie alla presenza di fori distribuiti su tutta la lunghezza del canale, viene garantito un alto rapporto di induzione dell'aria in ambiente, assicurando, a seguito di una progettazione con un corretto design del condotto, comfort nel volume convenzionalmente occupato.

Inizialmente viene analizzata la fluidodinamica all'interno del canale stesso.

Il modello che descrive il moto dell'aria all'interno del canale e in uscita dai fori è funzione di differenti grandezze legate tra loro, quali:

- pressione totale;
- portata;
- geometria dei fori;
- geometria del canale.

Alla base del modello vi sono le leggi di conservazione di quantità di moto, massa ed energia, l'equazione di Bernoulli e le equazioni che legano tra loro le grandezze di pressione e portata.

Nella letteratura attuale non è possibile riscontrare modelli analitici che studino il funzionamento fluidodinamico di questi canali, ma è possibile reperire trattazioni analitiche per casi analoghi.

Le aziende produttrici si avvalgono di software di calcolo che non trovano però un corrispettivo analitico in letteratura; è stato quindi richiesta una consulenza da parte dell'azienda Klimagiel per indagare analiticamente il funzionamento del loro prodotto.

Viene quindi realizzato un modello di calcolo avente la finalità di rappresentare un supporto per la progettazione e la determinazione delle grandezze di progetto quali:

- legame tra pressione totale imposta e portate immesse;

- 
- dipendenza dalla portata e dalla pressione, dal numero, dalla dimensione dei fori e dalla lunghezza del canale;
  - velocità di efflusso e stima degli angoli di immissione.

Tale modellazione sarà messa a confronto con il software di calcolo implementato dall'azienda (Klima) e validata attraverso delle prove sperimentali su un apparato di prova opportunamente predisposto, denominato Circuito di prova A.

Per la realizzazione del modello di calcolo si è innanzitutto analizzato lo stato dell'arte tramite i dati forniti dall'azienda, e si sono studiati i modelli proposti in letteratura per casi analoghi a quello dei canali microforati.

Si è passati quindi alla realizzazione di un foglio di calcolo in grado di prevedere l'andamento delle grandezze caratteristiche per il canale quali: portata del canale, pressioni e portata di efflusso dai fori, relazionandole alla geometria del canale ed alla pressione totale imposta.

Il modello così conseguito è stato confrontato con le misure ottenute sul Circuito di prova A realizzato in azienda.

Note a questo punto le condizioni in cui l'aria è immessa in ambiente, si dimensiona un secondo circuito, definito Circuito di prova B, per l'analisi del comportamento dell'aria in uscita dal canale.

La fenomenologia relativa all'induzione, dovuta all'immissione di aria in ambiente tramite canali microforati, è relativamente complessa; a tale scopo l'azienda si avvale di un software di simulazione dinamica (SolidWorks) in grado di analizzare il fenomeno. Questo software non fornisce però risultati raffinati e non è mai stato validato sperimentalmente.

Si realizza quindi un setup di prova sperimentale in grado di eseguire una calibratura/validazione delle modalità di simulazione effettuate con SolidWorks in configurazione isoterma.

Le modalità di verifica sperimentale ipotizzate fanno uso di un modello in similitudine in scala 1:10, entro il quale il fluido di lavoro utilizzato è l'acqua; tale modello viene usato per riprodurre le dinamiche del caso reale attraverso la tecnica della similitudine fluidodinamica applicata ai soli aspetti geometrici e dinamici.

L'applicazione della teoria della similitudine ad un prototipo è il punto di partenza per la realizzazione del secondo Circuito di prova B.

Tale tecnica permette di trovare un riscontro visivo/quantitativo grazie all'utilizzo della tecnologia PIV (Particle Image Velocimetry). L'applicazione della tecnica PIV in tale contesto consentirà di confrontare i risultati della simulazione isoterma effettuata tramite SolidWorks, con il comportamento effettivo in ambiente, a livello di valutazione sia dei volumi coinvolti, che della movimentazione delle masse d'aria in ambiente; tale tecnica permetterà inoltre di realizzare delle immagini e/o dei filmati illustrativi delle modalità di interazione tra aria ambiente ed aria immessa.

---

---



---

# 1 Richiami teorici e leggi di conservazione

In questo capitolo si analizzano le equazioni generali che regolano la fluidodinamica, con particolare riferimento al caso in esame. L'obiettivo è quello di andare a descrivere le specifiche leggi fluidodinamiche necessarie per costruire il modello matematico del tubo microforato modellizzato in questo lavoro.

## 1.1 Equazione di continuità

Il principio di conservazione della massa con riferimento ad un volume di controllo comporta che [1], in un intervallo di tempo  $\Delta t$ , la differenza tra massa entrante e massa uscente attraverso la superficie di contorno deve essere uguale alla variazione della massa del volume.

L'equazione di continuità risulta da un bilancio di materia su un elemento di volume. Come volume di controllo è stata presa una porzione di tubazione, in analogia al caso in esame del presente lavoro di tesi, sul cui contorno sono presenti un numero  $n$  di fori aventi tutti lo stesso diametro.

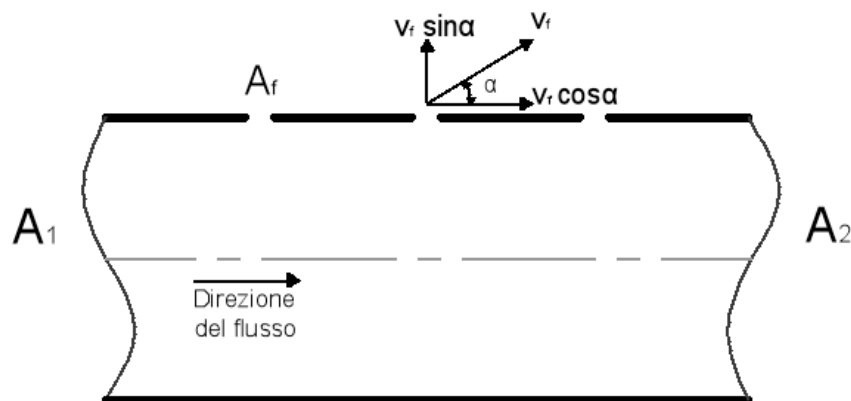


Figura 1.1 Volume di controllo

Come è possibile vedere in figura 1.1, nel volume di controllo è presente un solo flusso entrante; vi sono invece numerose uscite date dai fori presenti sul contorno della tubazione e dalla sezione  $A_2$ . Considerando positivi i flussi di massa entranti e negativi quelli uscenti dal volume di controllo, la somma di tutti i flussi di massa deve essere pari a zero.

L'equazione di continuità dal punto di vista euleriano, applicata a un generico volume infinitesimo, è così definita:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) \quad (1.1)$$

L'aria, per le condizioni analizzate in questo studio, è considerabile come un fluido incompressibile avendo notato che le variazioni di densità sono infinitesime per tutta la lunghezza del condotto. Possiamo di conseguenza ipotizzare:

$$\rho = \text{costante} \quad (1.2)$$

Si ottiene quindi:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1.3)$$

E' possibile adattare l'equazione di continuità al caso in esame integrando la stessa sulla sezione trasversale del canale in ingresso, in uscita e sulla sezione dei fori. Per le sezioni di ingresso ed uscita risulta:

$$\iint_{A_1} v_1 dA_1 = v_1 A_1 \quad (1.4)$$

$$\iint_{A_2} v_2 dA_2 = v_2 A_2 \quad (1.5)$$

Come sezione di passaggio, per quanto riguarda i fori, è stata considerata la proiezione della luce del foro in modo tale che risulti ortogonale al vettore velocità  $v_f$  uscente dal foro stesso; si considera inoltre un coefficiente di perdita di carico sul foro  $\xi$

$$\iint_{A_f} v_f dA_f = \xi n \cdot v_f A_f \sin \alpha \quad (1.6)$$

La sezione normale al flusso, nel volume di controllo rimane invariata tra ingresso ed uscita, quindi:

$$A_1 = A_2 = A \quad (1.7)$$



L'equazione di continuità per il volume di controllo risulta:

$$Av_1 = Av_2 + \xi \pi + v_f A_f \sin \alpha \quad (1.8)$$

## 1.2 Equazione dell'energia

Si considera il volume di controllo riportato in figura 1.1.

Il bilancio di energia in regime stazionario, considerando assenza di interazioni chimiche, campi di forza esterni (sorgenti o pozzi) e assenza di flussi di lavoro utile si scrive:

$$-\int_{\partial R} \rho(e^* + pV^*)(v dA) + \varphi_q = 0 \quad (1.9)$$

dove:

- $\partial R$  è la frontiera del volume di controllo;
- $e^*$  è la distribuzione di energia per unità di massa, somma di energia meccanica ed energia interna;
- $pV^*$  è il lavoro di pulsione per unità di massa;
- $V^*$  è il volume specifico;
- $\varphi_q$  è il flusso diffusivo di energia per interazione termica.

Si può dunque scrivere:

$$e^* + pV^* = u^* + g * z + \frac{v^2}{2} + pV^* \quad (1.10)$$

Essendo che nel volume di controllo  $z_1 = z_2 = z_3$ , nel bilancio non comparirà il termine contenente la quota.

Per il volume di controllo in figura 1.1 si può dunque scrivere [3]:

$$\begin{aligned} \varphi_q = & \iint_{A_1} \rho \left( u_1^* + p_1 V_1^* + \frac{v_1^2}{2} \right) v_1 dA_1 + \\ & - \iint_{A_2} \rho \left( u_2^* + p_2 V_2^* + \frac{v_2^2}{2} \right) v_2 dA_2 + - \iint_{A_f} \rho \left( u_f^* + p_f V_f^* + \frac{v_f^2}{2} \right) v_f dA_f \end{aligned} \quad (1.11)$$

Si assumono le proprietà del fluido costanti per tutta la lunghezza del canale e si considera il flusso monodimensionale; inoltre si considerano costanti anche la velocità nelle sezioni, l'energia interna, e la pressione. Si ottiene:

$$\begin{aligned} \varphi_Q = & \left( u_1 + p_1 V_1 + \frac{v_1^2}{2} \right) \iint_{A_1} \rho v_1 dA_1 + \\ & - \left( u_2 + p_2 V_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \iint_{A_2} \rho v_2 dA_2 - \left( u_f + p_f V_f + \frac{v_f^2}{2} \right) \iint_{A_f} \rho v_f dA_f \end{aligned} \quad (1.12)$$

Sapendo che:

$$\iint_{A_i} \rho v_i dA_i = \frac{dm_i}{dt} \quad (1.13)$$

ed essendo noto dall'equazione di continuità che:

$$\frac{dm_2}{dm_1} + \frac{dm_f}{dm_1} = \frac{dm_1}{dm_1} = 1 \quad (1.14)$$

si moltiplicano tutti i termini per  $\frac{dt}{dm_1}$ , si somma e sottrae inoltre il termine  $\left( \frac{1}{2} v_2^2 + u_2 + p_2 V_2 \right) \frac{dm_f}{dm_1}$  ottenendo:

$$\begin{aligned} u_1 + p_1 V_1 + \frac{v_1^2}{2} \\ = & \left( u_2 + p_2 V_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \frac{dm_2}{dm_1} + \left( u_f + p_f V_f + \frac{v_f^2}{2} \right) \frac{dm_f}{dm_1} - \\ & + \left( u_2 + p_2 V_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \frac{dm_f}{dm_1} - \left( u_2 + p_2 V_2 + \frac{v_2^2}{2} \right) \frac{dm_f}{dm_1} \end{aligned} \quad (1.15)$$

In questa trattazione le perdite per attrito non sono escluse in quanto sono considerate attraverso energia meccanica ed energia interna. Nel caso in esame si considera che le perdite di energia meccanica per attrito sono direttamente collegate ad un aumento di energia interna.

Le perdite per attrito si rappresentano come:

$$\Delta p = -u_1 + u_2 + (u_f - u_2) \left( \frac{dm_2}{dm_1} \right) - \varphi_2 \frac{dt}{dm_1} \quad (1.16)$$

Si può riscrivere l'equazione mettendo in luce la variazione di pressione tra la sezione di ingresso e quella di uscita, ottenendo infine:

$$\begin{aligned} p_1 - p_2 = & \rho \left( \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} \right) + \rho \Delta p + \\ & + \rho \left( \frac{v_f^2}{2} - \frac{v_2^2}{2} - p_2 V_2^* \right) \frac{dm_f}{dm_1} \end{aligned} \quad (1.17)$$

Tale equazione è verificata quando l'aria all'interno del canale forato scorre come le linee di flusso e il termine  $\frac{v_f^2}{2}$  rappresenta l'energia specifica totale dell'uscita.

### 1.3 Equazione di conservazione della quantità di moto

#### 1.3.1 Flusso di quantità di moto

Prima di applicare il principio di conservazione della quantità di moto ad un volume di controllo fisso e permeabile, si analizzano gli effetti del flusso attraverso la superficie del volume di controllo stesso.

Quando un flusso materiale attraversa una superficie, non trasporta solo massa ma anche quantità di moto. Il flusso di quantità di moto può essere descritto come [4]:

$$\overline{\text{flusso di quantità di moto}} = \overline{\text{flusso di massa}} * \frac{\overline{\text{quantità di moto}}}{\text{massa}} \quad (1.18)$$

dove la grandezza quantità di moto/massa è semplicemente il vettore velocità  $\vec{v}$ . Quindi:

$$\overline{\text{flusso di quantità di moto}} = \dot{m} \vec{v} = \rho \vec{v}_n A v \quad (1.19)$$

La grandezza  $\vec{v}_n$  è definita come  $\vec{v} * \vec{n}$  con  $\vec{n}$  normale alla superficie attraversata dal flusso. Il flusso di massa è uno scalare mentre il flusso di quantità di moto è una grandezza vettoriale ed il suo vettore è semplicemente definito come il flusso di quantità di moto moltiplicato per l'area di passaggio.

### 1.3.2 Seconda legge di Newton

La seconda legge di Newton afferma che l'accelerazione di un corpo è proporzionale alla risultante delle forze applicate sul corpo e inversamente proporzionale alla sua massa. Per un corpo rigido avente massa  $m$  la seconda legge di Newton si scrive

$$F = m\alpha = m \frac{d\vartheta}{dt} = \frac{d(m\vartheta)}{dt} \quad (1.20)$$

Pertanto la seconda legge di Newton può essere enunciata come la velocità di variazione nel tempo della quantità di moto di un corpo che equivale alla risultante delle forze agenti su di esso.

La seconda legge di Newton è quindi chiamata equazione della quantità di moto.

Si deve poi definire un volume di controllo per il quale formulare l'equazione della quantità di moto; il volume di controllo considerato è quello rappresentato in figura 1.1.

### 1.3.3 Forze agenti su un volume di controllo

Le forze esterne agenti su tale volume possono, in generale, essere suddivise in [5]:

- forze di massa, applicate all'intero volume di controllo proporzionalmente alla sua massa, come ad esempio la forza di gravità.
- forze di superficie, applicate alla superficie di controllo, come ad esempio le forze dovute a pressione e viscosità.

La forza di massa che agisce su un elemento infinitesimo del volume  $dV$  e densità  $\rho$  è semplicemente il suo peso

$$dF_m = \rho g dV \quad (1.21)$$

dove  $g$  è il vettore accelerazione di gravità. Quindi sull'intero volume di controllo  $V$  con massa  $m$  agisce la forza di massa

$$F_m = \int_V \rho g dV \quad (1.22)$$

La forza di superficie che agisce su di un elemento infinitesimo di area dipende dalla giacitura dell'elemento. Il rapporto tra la forza di superficie e l'area su cui essa agisce, al tendere a zero dell'area, protende ad un valore finito chiamato sforzo che pertanto sarà un vettore.

La forza di superficie elementare, definendo  $\vec{\Phi}_n$  lo sforzo su un elemento infinitesimo di normale  $n$ , vale quindi:

$$dF_A = \vec{\Phi}_n dA \quad (1.23)$$

e sull'intera superficie:

$$F_A = \int_A \vec{\Phi}_n dA \quad (1.24)$$

La risultante delle forze che agiscono sul volume di controllo è data dalla somma delle forze di massa e di quelle di volume.

### 1.3.4 Equazione della quantità di moto

Grazie al teorema del trasporto di Reynolds è possibile riscrivere l'ultimo termine dell'equazione 1.20:

$$\frac{d(mv)}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_A \rho v (v \cdot \vec{n}) dA \quad (1.25)$$

Essendo  $\vec{v}_r$  la velocità relativa del fluido rispetto alla superficie di controllo, questa può essere scritta semplicemente come  $v$ , avendo scelto un volume di controllo fisso. Sostituendo le forze e l'espressione sopra riportata nella seconda legge di Newton risulta:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_A \rho v (v \cdot \vec{n}) dA = \int_V \rho g dV + \int_A \vec{\Phi}_n dA \quad (1.26)$$

Si applica l'equazione al tubo microforato, considerando trascurabile il contributo dato dalle forze di massa e considerando la direzione parallela all'asse del condotto. Risulta quindi, per il volume di controllo in figura 1.1:

$$\frac{dm_1}{dt} v_1 - \frac{dm_2}{dt} v_2 - \frac{dm_f}{dt} (v_f \cos \alpha) = p_2 - p_1 + \Delta p \quad (1.27)$$

dove  $p_1$  e  $p_2$  sono rispettivamente la pressione statica nelle sezioni di ingresso e di uscita del volume di controllo, e  $\Delta p$  è la perdita di pressione causata dall'attrito del flusso d'aria all'interno del condotto.

Dalle equazioni 1.4, 1.5, 1.6, considerando un numero pari a  $n$  di fori sulla frontiera del volume di controllo, è possibile riscrivere l'equazione precedente come:

$$\rho v_1^2 A - \rho v_2^2 A - (n \rho v_f \sin \alpha)(v_f \cos \alpha A_f) = (p_2 - p_1 + \Delta p)A \quad (1.28)$$

Grazie all'equazione di continuità

$$v_f \sin \alpha = \frac{(v_1 - v_2)A}{n A_f} \quad (1.29)$$

si ottiene:

$$p_1 - p_2 = \rho(v_2^2 - v_1^2) + \rho(v_1 - v_2)v_f \cos \alpha + \Delta p \quad (1.30)$$

Combinando a questo punto tra loro l'equazione 1.30 con l'equazione dell'energia 1.17, si riesce ad eliminare il termine d'attrito e ridefinire  $p_2$  in termini di angolo di efflusso  $\alpha$  di uscita e di velocità media come:

$$p_2 = \rho \left[ v_1 \left( \left( \frac{v_1 + v_2}{2} \right) - v_f \cos \alpha \right) + \frac{(v_f^2 - v_2^2)}{2} \right] \quad (1.31)$$

### 1.4 Equazione di Bernoulli

Il teorema di Bernoulli è una relazione che esprime la legge di conservazione dell'energia. Quando viene applicata ad un mezzo in movimento in un condotto, questa impone che l'energia del flusso nell'unità di tempo in una sezione sia pari all'energia del flusso in una sezione a valle.

Il teorema si può enunciare come [6]: in campo gravitazionale nel moto permanente di un fluido perfetto e incompressibile il carico totale si mantiene costante lungo una traiettoria.

L'equazione che esprime il teorema di Bernoulli, sotto le ipotesi di moto stazionario, fluido incompressibile e non viscoso è la seguente:

$$p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} + \rho g z_1 = p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} + \rho g z_2 \quad (1.32)$$

dove:

- $p$  rappresenta la pressione del fluido nella sezione in esame;
- $\rho \frac{v^2}{2}$  rappresenta l'energia cinetica per unità di volume nella sezione in esame;

- $\rho g z_1$  rappresenta l'energia potenziale gravitazionale per unità di volume nella sezione in esame.

In generale questa equazione, considerando il moto di un fluido viscoso in assenza di macchine motrici, considerando quindi anche le resistenze, diviene:

$$p_1 - p_2 + \rho \left( \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right) + \rho g (z_1 - z_2) + R_{12} = 0 \quad (1.33)$$

dove:

- $p_1 - p_2$  rappresenta la variazione di pressione tra le due sezioni;
- $\rho \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$  rappresenta la variazione di energia cinetica per unità di volume tra le due sezioni in esame;
- $\rho g (z_1 - z_2)$  rappresenta la variazione di energia potenziale gravitazionale per unità di volume, attribuibile alla diversa quota delle sezioni in esame rispetto ad un piano comune;
- $R_{12}$  rappresenta le perdite di carico nel passaggio tra le due sezioni.

Le perdite di carico possono essere di due differenti tipologie: distribuite e concentrate.

Le prime sono distribuite lungo il condotto e sono dovute sia all'attrito esercitato tra il fluido in movimento con le pareti del condotto, che all'attrito esercitato tra i filetti fluidi in moto a velocità differenti, internamente al condotto stesso.

Le seconde si manifestano in determinati punti della corrente dove la condotta presenta delle particolarità, come gomiti o bruschi restringimenti, oppure dove vi è la presenza di serrande.

Nel caso di tubo microforato, considerando come riferimento la figura 1.1 è stata utilizzata l'equazione di Bernoulli a monte e a valle del singolo foro.

Si ipotizza che l'energia potenziale gravitazionale sia la medesima per la sezione a monte e quella a valle del foro, inoltre la pressione statica in uscita dal foro non comparirà nell'equazione in quanto l'efflusso avverrà in ambiente.

L'equazione prenderà la forma:

$$p_1 - \xi \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2} = \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2} \quad (1.34)$$

dove:

- $p_1$  rappresenta la pressione statica all'interno del canale in corrispondenza del foro;

- $\xi \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2}$  rappresenta la perdita di carico concentrata a cavallo del foro;
- $\rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2}$  rappresenta la pressione dinamica all'esterno del foro.

## 1.5 Pressione statica, dinamica e totale

Al fine di indagare come variano le pressioni all'interno del canale microforato si specificano quali sono i legami noti dalla letteratura tra le pressioni.

La pressione è definita come [2]: il modulo della forza esercitata da un fluido sull'unità di superficie, ortogonalmente ad essa.

L'equazione di Bernoulli generalizzata, introducendo le ipotesi di variazione di livello tra due sezioni trascurabile, assenza di attriti, scambi di lavoro e densità costante, assume la forma:

$$p + \rho \frac{v^2}{2} = \text{costante} \quad (1.35)$$

$$p_s + p_d = p_{tot} \quad (1.36)$$

La pressione statica è esercitata dal fluido in tutte le direzioni indipendentemente dalla direzione della velocità, ed è la differenza tra la pressione assoluta in un punto all'interno di un condotto d'aria e la pressione assoluta atmosferica.

La pressione statica sarà positiva nel caso in cui la pressione in un punto sia maggiore di quella ambiente e negativa altrimenti, a valle di un ventilatore la pressione statica sarà dunque sempre positiva.

La pressione dinamica è la forza per unità di superficie equivalente alla trasformazione di energia cinetica in energia di pressione, posseduta da un fluido grazie alla velocità dello stesso. Data la definizione di pressione dinamica questa sarà sempre positiva. La pressione totale è data dalla somma delle due precedenti.

Dato il continuo decremento di portata, e quindi di velocità all'interno del canale microforato, si pensa vi possa essere recupero di pressione statica, ovvero conversione di pressione dinamica in pressione statica per tutta la lunghezza del condotto.

Tra le due sezioni di tubazione considerate in figura 1.1 vi sarà una perdita di carico distribuita, ovvero tra le due sezioni vi sarà dissipazione di energia meccanica dall'unità di peso di fluido.

In generale la perdita di carico distribuita tra due sezioni sarà [7]:

$$\Delta H = fL \quad (1.37)$$



dove  $L$  indica la lunghezza del tratto di tubazione mentre  $J$  è la cadente, proporzionale al rapporto tra l'altezza cinetica e il diametro attraverso un coefficiente adimensionale  $f$  chiamato fattore d'attrito.

## **1.6 Coefficienti caratteristici per il canale microforato**

Per lo studio del comportamento dell'aria all'interno del canale microforato è necessario definire i coefficienti che caratterizzano le perdite per attrito e l'efflusso dal canale attraverso i fori.

### **1.6.1 Coefficiente di attrito**

Le perdite per attrito in un condotto a sezione costante e rettilineo si ricavano dalla equazione di Darcy-Weisbach [2]:

$$\Delta p = f \rho \frac{v^2}{2} \frac{L}{D_h} \quad (1.38)$$

dove  $D_h$  è il diametro idraulico, che per un condotto circolare coincide con il diametro del condotto stesso.

Le perdite di carico lungo il canale microforato sono distribuite e sono da associare alla viscosità del fluido; queste perdite si manifestano durante il moto del flusso nel condotto e sono il risultato di scambi di quantità di moto tra le molecole nel caso di moto laminare, tra particelle di strati di fluido adiacente che si muovono a velocità diverse nel caso di moto turbolento.

In regime di moto laminare vi è predominanza di forze viscosi e, anche se il condotto ha pareti con presenza di rugosità, queste non influenzano la resistenza; in questo caso quindi, il coefficiente  $f$  delle perdite per attrito dipende solo dal numero di Reynolds definito come:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (1.39)$$

All'aumentare del numero di Reynolds, aumenta il contributo dato dalle forze d'inerzia che risulta essere proporzionale al quadrato della velocità. Dopo un certo valore del numero di Reynolds, il flusso passa da laminare a turbolento e vi è quindi

la presenza di velocità con diverse direzioni, ed il flusso all'interno del canale risulta perfettamente miscelato.

In un flusso turbolento, la resistenza al movimento causata da scambi di quantità di moto tra le masse di fluido che si muovono in ogni direzione è maggiore della resistenza che si incontra in regime di moto laminare; il coefficiente  $f$  sarà quindi maggiore in regime di moto laminare.

Considerando un regime di moto turbolento quando il fluido incontra la rugosità si ha separazione del flusso, il coefficiente d'attrito non risulterà più funzione solamente del numero di Reynolds ma anche della scabrezza relativa della parete del condotto, definita come il rapporto tra l'altezza media della protuberanza ed il diametro del canale.

I condotti possono essere lisci o scabri e la rugosità può essere uniforme o non uniforme; i due tipi di rugosità si differenziano per forma delle protuberanze, dimensione e spaziatura delle stesse.

In base al regime del fluido nel condotto sono presenti in letteratura diverse correlazioni per il calcolo del coefficiente d'attrito.

Nel caso di flusso laminare si ha:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (1.40)$$

che dipende, come precedentemente evidenziato, solamente dal numero di Reynolds.

Il coefficiente d'attrito, se si considera la parete del condotto idraulicamente liscia ed il flusso di fluido in moto turbolento, si calcola dalla relazione di Filolenko al'tshul [8]:

$$f = \frac{1}{(1,82 \log_{10} Re - 1,64)^2} \quad (1.41)$$

Per condotti circolari con rugosità uniforme detta  $\varepsilon$ , considerando la regione di transizione, il coefficiente  $f$  è calcolato con la formula di Nikuradze:

$$f = \frac{1}{(a_1 + b_1 \log_{10}(Re\sqrt{f}) + c_1 \log_{10} \varepsilon)^2} \quad (1.42)$$

dove i coefficienti  $a$ ,  $b$ ,  $c$  si definiscono al variare del valore di  $\varepsilon Re\sqrt{f}$ .

Per tutti i condotti in commercio, esclusi quelli speciali, il coefficiente d'attrito si ricava dalla relazione di Colebrook-White:

$$f = \frac{1}{\left(-2 \log_{10} \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3,7}\right)^2} \quad (1.43)$$

Nel caso in cui la scabrezza  $\varepsilon$  sia compresa nell'intervallo 0,00008 e 0,0125 è allora possibile utilizzare la correlazione semplificata di Al'tshul':

$$f = 0,1 \left(1,46\varepsilon + \frac{100}{Re}\right)^{0,25} \quad (1.44)$$

Se invece la scabrezza  $\varepsilon$  è compresa nell'intervallo 0,0001 e 0,01 è possibile utilizzare la correlazione fornita da Lobaev:

$$f = \frac{1,42}{\left(\log_{10} \frac{Re}{\varepsilon}\right)^2} \quad (1.45)$$

### **1.6.2 Coefficiente di perdita di carico sul foro**

Quando un flusso fluido esce da un condotto, indipendentemente dalle condizioni del condotto stesso, l'energia cinetica posseduta dal fluido in uscita viene persa dal condotto; in generale le perdite per l'efflusso saranno [8]:

$$\Delta H = \Delta H_{st} + \Delta H_{din} \quad (1.46)$$

Sapendo inoltre che il coefficiente di perdita è definito come:

$$\xi = \frac{\Delta H}{\frac{\rho v_f^2}{2}} \quad (1.47)$$

allora il coefficiente di perdita sarà anch'esso la somma di una parte statica e di una parte dinamica.

$$\xi = \xi_{st} + \xi_{din} \quad (1.48)$$

Sapendo in particolare che:

$$\Delta H_{din} = \frac{1}{Q} \int_{A_f} \frac{\gamma v^3}{2g} dA \quad (1.49)$$

allora si ha:

$$\xi_{din} = \frac{1}{A} \int_{A_f} \frac{v^3}{v_f^3} dA = \frac{1}{n^2 A_f} \int_{A_f} \frac{v^3}{v_f^3} dA = \frac{1}{n^2} N \quad (1.50)$$

dove:

- $n = \frac{A_*}{A}$  è il rapporto di espansione della zona interessata dalla fuoriuscita di fluido;
- $N$  è il coefficiente di energia cinetica del flusso nella zona d'uscita.

In alcuni casi, come quello in esame, il fluido è fatto fuoriuscire dal canale attraverso superfici forate. Tale distribuzione assicura una veloce dissipazione di energia cinetica, richiesta in molte installazioni.

Nello stesso tempo, se il rapporto tra la superficie totale dei fori d'uscita e l'area trasversale del condotto è troppo elevato ( $\frac{\Sigma A_f}{A_c} > 0,5$ ), allora la distribuzione del flusso lungo il condotto non è uniforme; questa non uniformità si incrementa con un decremento della lunghezza relativa della zona alimentata del canale.

Un condotto con una variazione di sezione lungo la parte forata consente di ottenere una distribuzione maggiormente uniforme del flusso rispetto a quella che si ottiene con un condotto a sezione costante.

Il coefficiente di resistenza totale che si ha su un ugello della superficie forata con  $0,5 < \frac{\Sigma A_f}{A_c} < 3$  e il rapporto tra l'area della superficie finale del canale e quella iniziale tra 0 ed 1, si calcola attraverso la formula di Grimitlin:

$$\xi = \frac{1,8}{f_0^2} + \left( \frac{l_0}{D_h} \right)^{0,15} \quad (1.51)$$

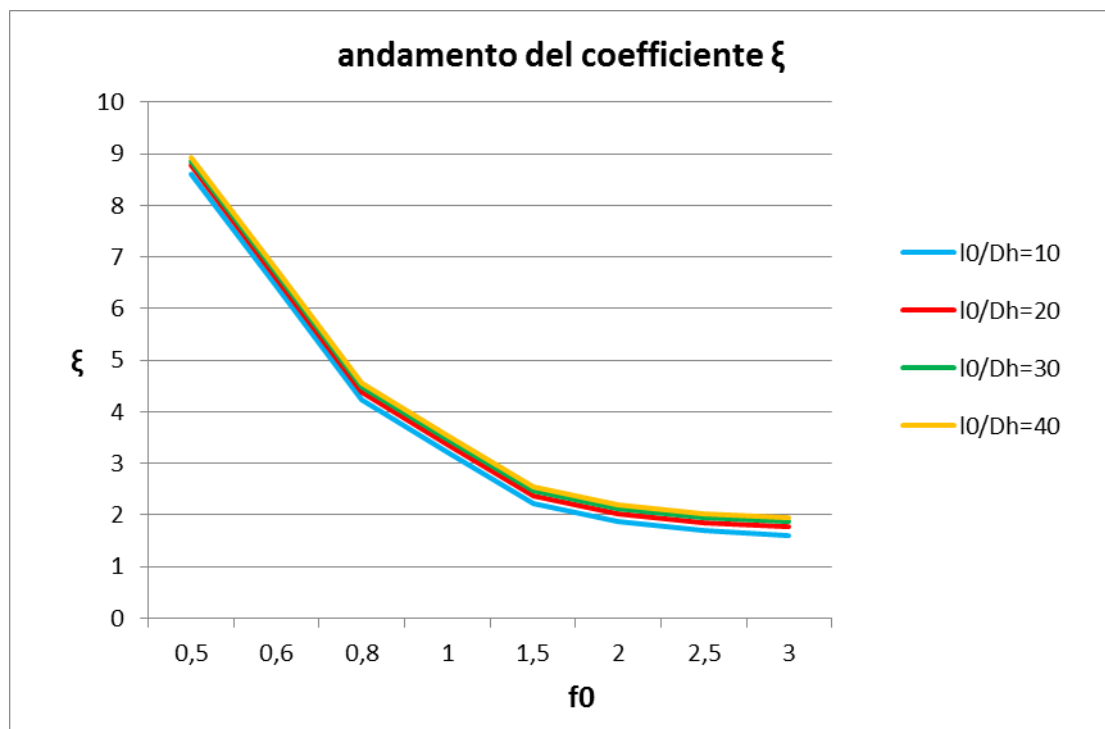
dove

- $f_0$  è il rapporto tra la sommatoria dell'area forata rispetto all'area trasversale del condotto;
- $l_0$  è la lunghezza del tratto forato;
- $D_h$  è il diametro idraulico del canale, che nel caso di canale cilindrico coincide con il diametro dello stesso.

Se il rapporto tra l'area finale del condotto e quella iniziale è maggiore di zero, allora questa formulazione restituisce valori incrementati del 20% rispetto a quelli reali. Risultati più accurati si possono ottenere utilizzando una formulazione diversa, sempre riportata da Grimitlin [8]:

$$\xi = 1,62 \overline{f}^{-2,2} \left( \frac{A_{finale}}{A_{iniziale}} \right)^{0,25 \overline{f}} \left( \lambda \frac{l_0}{D_h} \right)^{-0,05} + 1 \quad (1.52)$$

Nel caso in esame, si utilizza la prima formulazione fornita da Grimitlin che fornisce gli andamenti del coefficiente  $\xi$  riportati in figura 1.2.



**Figura 1.2** Valori del coefficiente di perdita in funzione dei rapporto tra l'area forata e l'area del canale, al variare della lunghezza della zona forata rispetto al diametro idraulico



---

## 2 Prove sperimentali su Circuito di prova A

Al fine di validare il software utilizzato dall'azienda e in seguito il modello di calcolo riguardante la fluidodinamica all'interno del canale descritto nel capitolo 3, si eseguono misurazioni su di un circuito di prova, denominato Circuito A.

Il fluido di lavoro utilizzato per le misurazioni sarà aria a temperatura ambiente.

Si vuole giungere a confrontare tra loro: i risultati ottenuti mediante il software in uso da Klimagiel, i risultati stimati dal modello oggetto di studio ed i risultati ottenuti sperimentalmente per valutare la bontà dei modelli.



**Figura 2.1 Circuito A**

### 2.1 Descrizione del Circuito A

Si sono eseguite quindi misurazioni su di un circuito di prova A.

La geometria del circuito è stata studiata al fine di ridurre gli ingombri e simulare un'applicazione tipica per un canale di ventilazione e di riferimento per questi sistemi.

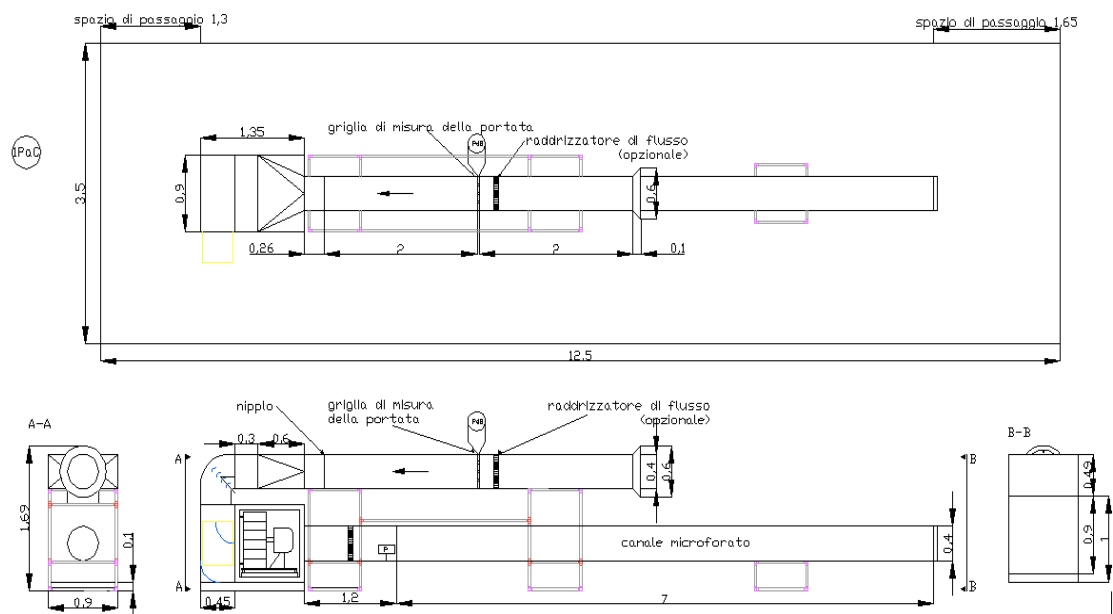
Le dimensioni del canale microforato sono le seguenti:

- diametro del canale= 0,4 m;
- lunghezza del canale= 7 m;
- numero di tratti= 7;
- diametro dei fori= 0,004 m;
- passo tra i fori= 0,03 m;
- numero di fori per ogni metro di canale= 832;
- numero di file di fori= 13+13;
- numero di fori per ogni fila= 32;
- numero totale di fori= 5824.

Il canale è costituito da 7 tratti di lunghezza pari ad un metro ciascuno. Si riporta in figura 2.2 il disegno costruttivo del Circuito A.

Il circuito è costituito da: un ramo superiore in cui si evidenzia una sezione di presa d'aria, realizzata in modo da consentire una corretta misura della portata; un ramo inferiore, costituito dalla sezione ventilante e dalla connessione al canale in prova.

Al fine di migliorare il comportamento aeraulico per l'aria all'ingresso del plenum e del ventilatore sono montate alette deflettrici che deviano il flusso nella direzione desiderata.



### Figura 2.2 Costruttivo del Circuito A

### 2.1.1 Strumenti per la misura di portata e pressione



Per l'acquisizione dei dati necessari alla validazione del modello si sono utilizzati differenti strumenti di misura.

#### **2.1.1.1 Tubo di Pitot**

Il tubo di Pitot è uno strumento che, nota la direzione, il verso locale della corrente e la densità del fluido, consente di rilevare il modulo della velocità locale per mezzo delle misure di pressione statica e totale.

Nel presente circuito di prova si sono utilizzati due differenti tubi di Pitot:

- un tubo di Pitot multiforo nel tratto di aspirazione per la misura della portata in ingresso;
- due tubi di Pitot singoli: il primo (fisso) per le misure di pressione totale e statica all'imbocco del canale in prova, il secondo (mobile) per la caratterizzazione del comportamento dell'aria lungo il canale.

Come tubo di Pitot multiforo il modello scelto è il VOLU-probe, marca Air Monitor Corporation.

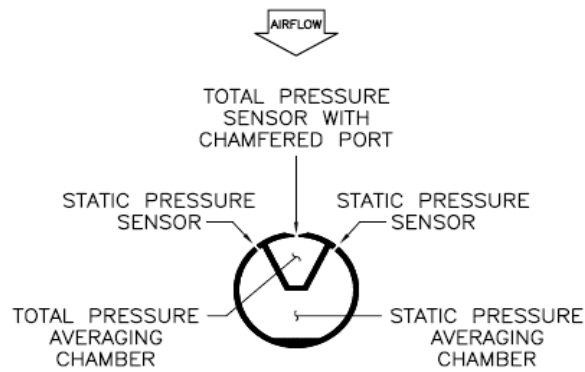


**Figura 2.3 VOLU-probe**

Questo strumento di misura è indicato per ottenere misure accurate della portata dove non si hanno lunghi tratti di canale rettilineo; sullo strumento sono presenti più prese di pressione statica e più prese di pressione totale opportunamente spaziate tra loro.

Le prese di pressione totale si trovano sulla superficie frontale dello strumento ed hanno i bordi smussati, in modo da eliminare gli effetti direzionali dell'aria in ingresso.

Le prese di pressione statica sono posizionate con un angolo ben preciso rispetto al vettore normale della velocità del flusso, in modo tale da minimizzare gli errori dati dalla direzione dell'aria.



**Figura 2.4 Schema VOLU-probe**

Non è necessario porre a monte di questo strumento di misura un raddrizzatore di flusso, in quanto non risente degli effetti multidirezionali del flusso d'aria; infatti se i vettori velocità deviano dalla normale, allora un sensore di pressione statica rileverà una sovrappressione, mentre l'altro una depressione dello stesso valore. Si annullano così gli effetti indesiderati dati da componenti non normali rispetto alla direzione del flusso.

Rispettando quanto riportato sulla scheda tecnica dello strumento in Appendice A, si sceglie di utilizzare un unico strumento di misura.

In via cautelativa, vengono lasciati 2 metri di canale a monte e a valle dello strumento di misura pari a cinque volte il diametro del canale. La resistenza creata dallo strumento sul flusso d'aria è trascurabile grazie alla sua forma e alla mancanza di protuberanze.

Al fine di misurare la pressione totale all'imbocco del canale, si utilizza il tubo di Pitot fisso posto all'imbocco dello stesso. E' stato scelto un tubo di Pitot singolo con coefficiente unitario, in modo che non necessiti di calibrazione e non si debba utilizzare nessun fattore di correzione sulla misura.

Il modello del tubo di Pitot singolo è il 160-18, marca Comhas, adatto per le dimensioni del canale da testare; la scheda tecnica si trova in Appendice A.

L'altro tubo di Pitot singolo è utilizzato per la misura della pressione dinamica lungo il canale di prova. Per l'utilizzo di questo ultimo strumento di misura, sono stati effettuati 11 fori equispaziati lungo il canale in cui si rileveranno le grandezze di interesse.

### 2.1.1.2 Manometri

Il valore della pressione differenziale ai capi dei tubi di Pitot è rilevato mediante manometri differenziali serie Magnehelic, le cui schede tecniche sono riportate in Appendice A.

Per il tubo di Pitot multiforo, atto a misurare la portata del circuito, si è scelto un manometro con fondo scala di 125 Pa.

Per il tubo di Pitot fisso all'imbocco del canale microforato si utilizza un manometro con fondo scala pari a 500 Pa.

#### **2.1.1.3 Anemometro a filo caldo**

Si vuole conoscere l'andamento della velocità all'uscita dai fori lungo il canale; a tal fine si utilizza un misuratore termico a filo caldo.

Questi strumenti di misura sono costituiti da una resistenza a filo percorsa da una corrente elettrica che raggiunge una temperatura superiore a quella del fluido in cui è immerso. La quantità di calore scambiato tra il filo e il fluido dipende dalla velocità del fluido. Il modello utilizzato è il 964 probe, marca TSI, la cui scheda tecnica è riportata in allegato A

#### **2.1.1.4 Multimetrometro**

Per la misura mediante tubo di Pitot lungo il canale, i rilevamenti sono effettuati con un multimetro dotato di sensori differenziali di pressione; il multimetro utilizzato è VELOCICALC serie 9555, marca TSI.

Il range di valori di velocità che è possibile visualizzare mediante l'utilizzo di questo strumento varia tra 1,27 m/s e 78,70 m/s con una accuratezza del 1,5%, ritenuta accettabile per le misurazioni da effettuare. La scheda tecnica dello strumento è riportata in Appendice A.

### **2.1.2 Ventilatore**

Il ventilatore è stato dimensionato considerando una portata di 3000 m<sup>3</sup>/h, limite massimo fornito dall'azienda per il funzionamento di canali in lamiera.

Nota poi la geometria del circuito di prova sono state calcolate le perdite di carico sul Circuito A [9]

All'imbocco del canale si stima, mediante il software fornito dall'azienda, si debba avere una pressione statica pari a 200 Pa.

Si sceglie quindi il ventilatore in modo da avere libertà nello spostare il punto di funzionamento a valori più elevati o ridotti durante le prove, potendo quindi incrementare sia la portata che la prevalenza all'imbocco del ventilatore.

Il modello scelto è: Abrow modello WCCI560D4N. Per garantire una corretta regolazione del funzionamento di tale ventilatore si utilizza un inverter con potenziometro multigiri per la regolazione della velocità. Il modello scelto è:

Honeywell serie NXL HVAC07C2; i dati tecnici di ventilatore e inverter sono riportati in Appendice A.

### 2.2 Prove sul circuito e analisi dei risultati ottenuti

Sono state eseguite diverse prove sperimentali al fine di verificare il funzionamento del canale microforato, in particolare:

- definizione della curva caratteristica del canale microforato;
- caratterizzazione su 11 punti della fluidodinamica all'interno del canale microforato;

#### 2.2.1 Definizione della curva caratteristica del canale microforato

Al fine di caratterizzare il circuito di prova, in modo da ottenere una curva di funzionamento dell'impianto, si rilevano:

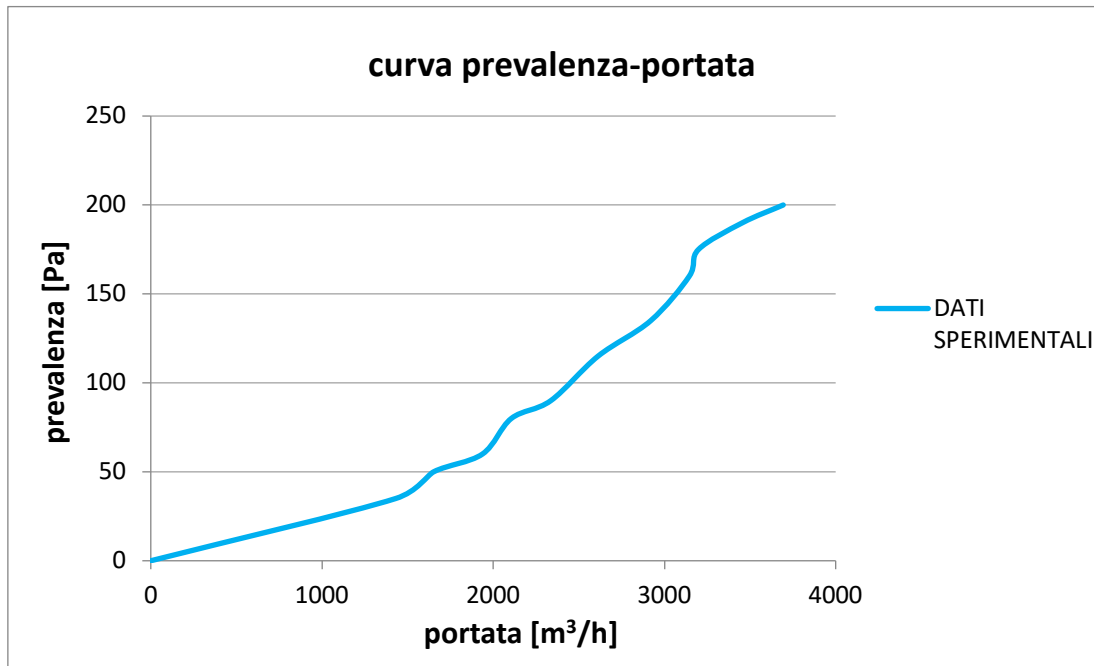
- la pressione dinamica mediante il tubo di Pitot multiforo posto in aspirazione, da cui si ricava la portata circolante;
- la pressione statica all'imbocco del canale mediante l'utilizzo del tubo di Pitot singolo.

I valori ottenuti nelle diverse prove sono i seguenti:

Tabella 2.1 Valori del Circuito A

	p statica [Pa]	p dinamica [Pa]	p totale [Pa]	portata[m <sup>3</sup> /h]
<b>Prova 1</b>	200,00	40,00	240,00	3693,00
<b>Prova 2</b>	190,00	35,00	225,00	3455,00
<b>Prova 3</b>	175,00	30,00	205,00	3198,00
<b>Prova 4</b>	160,00	29,00	189,00	3145,00
<b>Prova 5</b>	135,00	25,00	160,00	2920,00
<b>Prova 6</b>	115,00	20,00	135,00	2611,00
<b>Prova 7</b>	90,00	16,00	106,00	2336,00
<b>Prova 8</b>	80,00	13,00	93,00	2105,00
<b>Prova 9</b>	60,00	11,00	71,00	1937,00
<b>Prova 10</b>	50,00	8,00	58,00	1652,00
<b>Prova 11</b>	35,00	6,00	41,00	1430,50

Si riporta su di un grafico l'andamento della curva della prevalenza in funzione della portata del canale emersa da questa serie di misurazioni:



**Figura 2.5** Curva prevalenza-portata del Circuito A

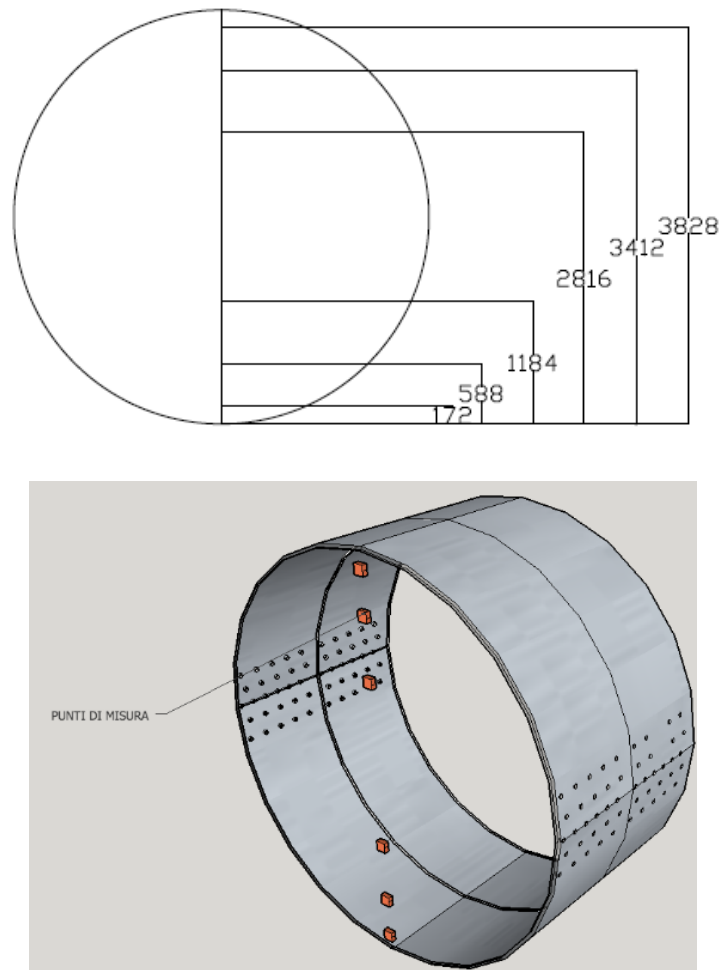
Per comprendere meglio la situazione dei fenomeni fluidodinamici interni al canale si esegue una verifica su 11 punti lungo lo sviluppo del canale.

### **2.2.2 Caratterizzazione su 11 punti del canale microforato**

Per la caratterizzazione del comportamento del canale su 11 punti, si sono effettuati 11 fori nella parte superiore del condotto atti a consentire l'introduzione del tubo di Pitot mobile per la misura [10].

La distanza dei singoli fori è equispaziata: il primo è realizzato all'imbocco del canale, gli altri risultano spaziati di 70 cm l'uno dall'altro fino all'ultimo foro, posto in corrispondenza della fine del canale stesso.

Le misure mediante tubo di Pitot sono realizzate per ognuna delle 11 sezioni su 6 punti come riportato in figura 2.6 [11]:



**Figura 2.6** Punti di misura effettuate con tubo di Pitot mobile su ognuna delle 11 sezioni; le distanze dal fondo sono in decimi di millimetro

Attraverso le misure effettuate sulle 11 sezioni, numerate a partire da zero, è possibile analizzare le modalità con cui l'aria si distribuisce all'interno del canale.

Per ogni punto di misura si ricavano: le velocità dal valore di pressione dinamica, si calcola quindi la loro media sulla sezione, infine la pressione dinamica media.

Come prese statiche per le 11 misurazioni si sono utilizzati i fori presenti sul canale stesso. Per ogni tratto si intende ottenere misure di velocità, di portata, di pressione statica e di pressione totale.

#### **2.2.2.1 Caso base con pressione totale 180 Pa**

Le prime misurazioni si sono eseguite imponendo una pressione totale pari a 180 Pa all'imbocco del canale. La portata misurata sul ramo di mandata in queste condizioni è pari a 2802 m<sup>3</sup>/h.

Le condizioni misurate di temperatura e umidità sono di seguito riportate, così come il corretto valore di densità dell'aria ambiente:

- temperatura: 302,85 K;
- umidità: 50%;
- densità: 1,14 kg/m<sup>3</sup>.

Si riportano nella tabella 2.2 i valori medi ottenuti sulle varie sezioni per le rispettive grandezze misurate:

**Tabella 2.2 Valori medi ottenuti dalla prima prova**

<b>tratto</b>	<b>p statica [Pa]</b>	<b>p dinamica [Pa]</b>	<b>p totale [Pa]</b>	<b>velocità [m/s]</b>	<b>portata [m<sup>3</sup>/h]</b>
<b>0</b>	160,00	20,00	180,00	6,19	2802,25
<b>1</b>	155,00	18,00	173,00	5,67	2562,96
<b>2</b>	155,00	12,00	167,00	4,50	2037,38
<b>3</b>	160,00	11,50	171,50	4,47	2020,83
<b>4</b>	160,00	4,00	164,00	2,68	1210,87
<b>5</b>	160,00	4,00	164,00	2,61	1178,82
<b>6</b>	155,00	3,00	158,00	2,27	1028,40
<b>7</b>	150,00	2,50	152,50	2,09	943,35
<b>8</b>	150,00	1,50	151,50	1,63	739,22
<b>9</b>	150,00	2,50	152,50	1,99	898,49
<b>10</b>	150,00	2,50	152,50	1,99	898,49

Dai dati ricavati dalle prime misurazioni, si nota come l'andamento della pressione statica si mantenga pressoché costante lungo il canale; questa rilevazione contraddice quanto ritenuto fino ad ora, ovvero che in questi canali vi fosse un ingente recupero di pressione statica. Infatti nel percorrere il canale, parte della portata fuoriesce attraverso i fori con una conseguente riduzione della portata e quindi una riduzione della velocità all'interno del canale stesso, che dovrebbe dare luogo alla conversione di pressione dinamica in pressione statica.

I dati di pressione totale e velocità all'interno del canale non sono usati in via quantitativa ma solo qualitativa. Le misure effettuate nella parte centrale del canale permettono di capire che vi è un regime di moto che non permette una misura mediante tubo di Pitot; sul bordo del canale si riscontrano al contrario misure più coerenti con le aspettative.

La pressione dinamica decresce lungo il canale, come ci si aspetta a causa dell'efflusso di parte della portata attraverso i fori sulla superficie laterale.

Il valore della pressione dinamica rilevato sulla nona e sulla decima sezione non risulta essere attendibile per nessun tipo di informazione; si ritiene che in tali punti si incorra nella deriva dello strumento di misura utilizzato.

La pressione totale decresce lungo il canale di un valore calcolato pari a 30 Pa; questo valore risulta essere molto maggiore di quello che ci si aspetterebbe normalmente per le perdite distribuite in un condotto circolare che trasporta aria con diametro e portata analoghi a quelli della prova effettuata, supposto essere pari a circa 1 Pa/m di canale. Si ipotizza che l'incremento delle perdite di carico misurato sia da attribuire a turbolenze innescate dalla particolare geometria e modalità di efflusso.

I valori di portata e velocità decrescono lungo il condotto, coerentemente con l'efflusso di aria dai fori.

Per una migliore descrizione del comportamento del circuito si è deciso di misurare la velocità dell'aria in uscita dai fori.

Per la misura della velocità dell'aria in uscita dal canale si è utilizzato un anemometro a filo caldo. Eseguire la misurazione nelle vicinanze del foro risulta poco agevole a causa delle interferenze date dalla vicinanza dei fori tra loro e dell'angolo con cui l'aria esce dal foro.

Per eseguire questa misurazione si è quindi utilizzato un tubicino con diametro 19 mm applicato al singolo foro; al capo del tubo da porre sul canale è stata applicata una guarnizione in modo che non vi fossero fuoriuscite d'aria date dalla curvatura del condotto.

Si procede con la misura della velocità dell'aria all'uscita del tubicino sulle 11 sezioni del canale; si riportano in tabella 2.3 i risultati delle prove:

**Tabella 2.3 Velocità dell'aria all'uscita dal foro**

<b>tratto</b>	<b>velocità misurata [m/s]</b>	<b>portata sul foro [m<sup>3</sup>/ h]</b>	<b>velocità sul foro [m/s]</b>
<b>0</b>	0,65	0,66	14,67
<b>1</b>	0,65	0,66	14,67
<b>2</b>	0,65	0,66	14,67
<b>3</b>	0,70	0,71	15,79
<b>4</b>	0,70	0,71	15,79
<b>5</b>	0,68	0,71	15,34
<b>6</b>	0,70	0,71	15,79
<b>7</b>	0,77	0,78	17,37
<b>8</b>	0,73	0,78	16,47
<b>9</b>	0,70	0,71	15,79
<b>10</b>	0,70	0,71	15,79



In seguito all'andamento costante della pressione statica, anche la velocità mantiene un valore pressoché costante lungo tutto il canale.

Si è dunque stimato che esista una relazione tra pressione statica e velocità dell'aria all'uscita dai fori.

#### **2.2.2.2 Seconda prova con pressione totale 280 Pa**

Si esegue nuovamente una misura traversa sugli 11 punti per un differente punto di lavoro del ventilatore. La pressione totale all'imbocco del canale in prova nella seconda sessione di rilevazioni viene posta pari a 280 Pa.

La portata complessiva misurata all'imbocco del canale è pari a 3822 m<sup>3</sup>/h.

Si corregge anche in questo caso il valore di densità dell'aria ambiente adattandolo alle condizioni climatiche al momento delle misurazioni:

- temperatura: 307,15 K;
- umidità: 45%;
- densità: 1,12 kg/m<sup>3</sup>.

Si riportano nella tabella 2.4 i valori medi ottenuti sulle varie sezioni:

**Tabella 2.4 Valori medi ottenuti dalla seconda prova**

<b>tratto</b>	<b>p statica [Pa]</b>	<b>p dinamica [Pa]</b>	<b>p totale [Pa]</b>	<b>velocità [m/s]</b>	<b>portata [m<sup>3</sup>/h]</b>
<b>0</b>	240,00	40,00	280,00	8,45	3821,55
<b>1</b>	245,00	35,13	280,13	7,92	3581,53
<b>2</b>	240,00	19,88	259,88	5,95	2693,84
<b>3</b>	245,00	26,65	271,65	6,90	3119,48
<b>4</b>	245,00	11,12	256,12	4,45	2014,59
<b>5</b>	240,00	8,74	248,74	3,95	1785,92
<b>6</b>	240,00	5,10	245,10	3,02	1364,71
<b>7</b>	250,00	4,27	254,27	2,76	1248,84
<b>8</b>	240,00	2,04	242,04	1,91	864,01
<b>9</b>	240,00	1,56	241,56	1,67	755,62
<b>10</b>	240,00	0,00	240,00	0,00	0,00

In questa misurazione, come nella precedente, la pressione statica mantiene un valore circa costante per tutta la lunghezza del canale; il mantenersi costante di questo valore risulta dunque indipendente dal punto in cui viene fatto funzionare il circuito, risultando verificato per differenti condizioni di lavoro. Il canale si comporta quindi come un unico oggetto che mantiene la pressione costante lungo tutta la sua estensione e consente una fuoriuscita di aria costante per tutta la sua lunghezza.

Ulteriori prove verranno realizzate verificando con un manometro differenziale di scala ridotta (0-60 Pa) l'andamento della pressione statica.

La pressione dinamica media diminuisce lungo il canale, coerentemente con la fuoriuscita di parte della portata dai fori.

Durante la misurazione di questa grandezza sono stati rilevati valori anomali nelle sezioni centrali del canale: dalla terza sezione fino alla nona sono stati riscontrati strumentalmente valori negativi della differenza tra pressione totale e pressione statica nelle misure vicine all'asse del canale; non è possibile addebitare questi valori alla pressione dinamica. Questo fenomeno può essere dato da una eccessiva turbolenza in questa parte di canale che non permette di eseguire una accurata misura della pressione dinamica; filetti fluidi con moti vorticosi potrebbero entrare nella presa statica, andando a falsare la misura differenziale. Le misure negative non sono state incluse nella determinazione della media sulla sezione.

La pressione totale in questa prova varia di 40 Pa, valore di molto maggiore rispetto a quelli attesi per portata e diametro utilizzati; questa infatti dovrebbe essere circa pari a 1,9 Pa/m. Si rileva anche in questa prova la velocità di uscita dell'aria dai fori, utilizzando lo stesso metodo descritto nella prova precedente. I valori ottenuti sono riportati in tabella 2.5:

**Tabella 2.5 Velocità dell'aria all'uscita dal foro**

<b>tratto</b>	<b>velocità misurata [m/s]</b>	<b>portata sul foro [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>velocità sul foro [m/s]</b>
<b>0</b>	0,68	0,69	15,34
<b>1</b>	0,87	0,92	19,63
<b>2</b>	0,90	0,92	20,31
<b>3</b>	0,89	0,91	20,08
<b>4</b>	0,91	0,92	20,53
<b>5</b>	1,00	1,01	22,56
<b>6</b>	0,84	0,86	18,95
<b>7</b>	0,91	0,92	20,53
<b>8</b>	0,89	0,91	20,08
<b>9</b>	0,89	0,91	20,08
<b>10</b>	0,90	0,92	20,31

Anche in questo caso i valori delle velocità sono ritenuti circa costanti lungo tutto il canale, coerentemente con quanto misurato per quanto riguarda l'andamento della pressione statica.

### **2.2.2.3 Ulteriori modifiche al Circuito A**

In seguito alla rilevazione di misure anomale riscontrate sui profili di pressione e velocità all'interno del condotto, si è pensato di aggiungere due tratti di canale liscio tra ventilatore e canale di prova, con lo scopo di ridurre al minimo l'effetto di distorsione che potrebbero subire i filetti fluidi dell'aria attraversando il ventilatore e che potrebbero falsare le misure.

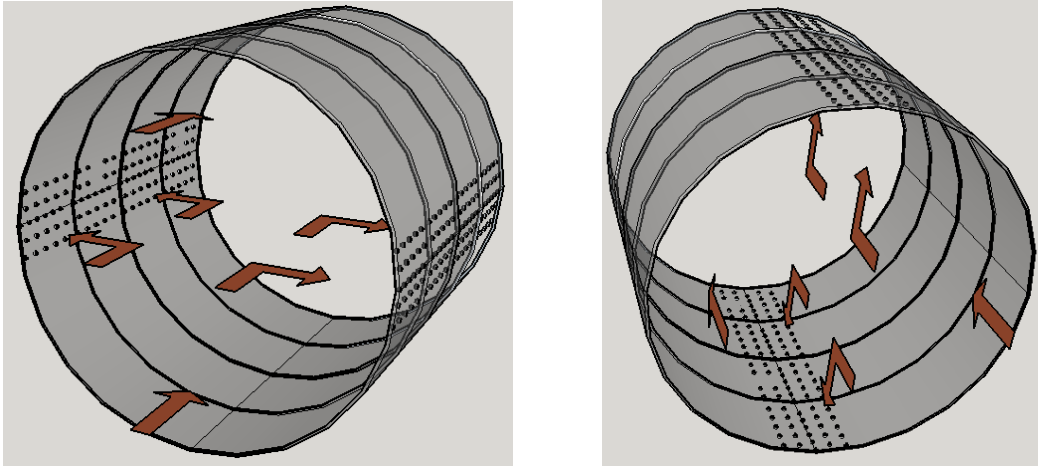
Come già evidenziato nelle prove precedenti, infatti, nell'utilizzare come strumento il tubo di Pitot mobile per effettuare le misurazioni di pressione dinamica lungo il canale, insorgono delle incongruenze con quanto riscontrato dai risultati reperiti in letteratura, in quanto tale strumento è adatto per misurare delle velocità presenti con direzione tangenziali al condotto, lungo l'asse del canale.

Nel caso trattato, oltre ad una componente di velocità tangenziale è presente anche una componente ortogonale al flusso principale e che esce dai fori lungo la superficie laterale del canale; questo porta ad una serie di risultati sperimentali discordanti da quelli che ci si potrebbe aspettare, proprio per la non idoneità dello strumento ad analizzare questo particolare regime di moto.

In particolare, se ai bordi del canale si trovano dei risultati con dei valori più coerenti con le aspettative (dove l'aria scorre indisturbata lungo la lamiera interna del canale), tali valori sono completamente alterati nella parte centrale del canale, dove sono posizionati i fori.

Si sono inseriti quindi dei raddrizzatori di flusso all'interno di uno dei due tratti di canale liscio. Tale modifica al circuito comporta un soddisfacente guadagno sulla stabilizzazione dei profili di velocità lungo l'asse del canale, mantenendosi in linea con il profilo che si può ottenere dai risultati reperiti in letteratura per moto turbolento.

Inoltre si è pensato di ruotare di  $90^\circ$  tutte e sole le sezioni di canale forato rispetto alla posizione del ventilatore; dallo studio dei nuovi profili di velocità e pressione dinamica per ogni tratto si pensa si sia in grado di poter computare il fenomeno di swirl a quello che succede a monte del canale (nel caso in cui il profilo resti invariato) o in caso contrario a quello che si verifica a valle, per la diversa posizione dei fori nel canale di prova.



**Figura 2.7** Configurazioni con foratura standard (a sinistra) e foratura ruotata di 90° (a destra)

Dalla seguente analisi non emergono sostanziali differenze per quanto concerne il profilo di velocità per le due configurazioni in esame tra foratura ai lati del canale o foratura nella fascia superiore e inferiore del condotto. Si deduce che il regime di moto che si instaura all'interno del canale non dipenda dalla posizione dei fori, ma dall'effetto vorticoso generato dal ventilatore a monte.

---

## 3 Descrizione del modello matematico

In questo capitolo si descrive il modello matematico implementato per il calcolo delle grandezze di interesse del canale microforato.

Il modello matematico realizzato e validato sperimentalmente tiene conto di modelli matematici presenti nella letteratura attuale, che tuttavia non rappresentano in maniera idonea i canali microforati oggetto di studio.

Sono inoltre presenti modelli di tipo empirico che sono utilizzati dai costruttori del settore, ma questi modelli non trovano una trattazione analitica corrispondente nella letteratura.

Si valuterà quindi la risposta del modello empirico utilizzato da Klimagiel in relazione alle prove sperimentali, che sarà poi confrontato con il modello matematico proposto.

Si vogliono, inoltre, valutare le risposte al variare dei parametri caratteristici del canale e confrontare tra loro canali in metallo e tessuto con diversa forometria e geometria.

### 3.1 Modello matematico del canale microforato

Al fine di rappresentare con un modello matematico il canale microforato si è indagata la fluidodinamica all'interno dello stesso. Si riportano quindi i passaggi elaborati in questo lavoro che portano alla stesura del modello di calcolo. Si è deciso di suddividere il canale in tratti di uguale lunghezza e di indagare le grandezze incognite per ogni tratto.

Si assumono i seguenti dati iniziali per la rappresentazione del modello matematico:

- diametro del canale;
- lunghezza del canale;
- numero di fori per tratto di canale;
- diametro dei fori;
- densità dell'aria all'interno del canale;
- viscosità dell'aria all'interno del canale;
- pressione totale.

Partendo dall'ultimo tratto di canale, dove velocità e portata assumono valore nullo e considerando il condotto a sezione costante, è stato possibile ottenere i valori di tutte le grandezze incognite.

Le grandezze di cui vogliamo indagare il valore in questo ultimo tratto sono:

- pressione statica all'ingresso;
- pressione dinamica media;
- componente perpendicolare della velocità di efflusso dal foro;
- componente tangenziale della velocità di efflusso dal foro;
- velocità di efflusso dal foro;
- angolo di uscita dell'aria dal foro;
- portata in uscita dai fori;
- portata circolante all'imbocco;
- velocità dell'aria all'imbocco;
- velocità media;
- perdita di carico lungo il tratto;
- numero di Reynolds.

Si esprimono tutte le grandezze in funzione della pressione statica all'imbocco dell'ultima sezione del canale considerato, noto che quest'ultima è deducibile da grandezze date.

La relazione per il calcolo della pressione statica risulta:

$$p_{statica} = \frac{p_{totale}}{1 + \left(\frac{nA_f}{2A_c}\right)^2 \left(\frac{1}{1 + \xi}\right)} \quad (3.1)$$

Grazie al bilancio di massa sull'ultimo tratto di condotta, introducendo le ipotesi di portata nulla alla fine del canale, si ottiene l'uguaglianza tra la portata all'imbocco dell'ultima sezione e quella che uscirà dai fori nel tratto considerato:

$$\dot{V}_{ingresso} = \dot{V}_f \quad (3.2)$$

La portata uscente dai fori è data dal prodotto tra il numero di fori presenti nel segmento di canale, la velocità di efflusso dal foro e la proiezione dell'area del singolo foro in modo che risulti ortogonale alla velocità di efflusso:

$$\dot{V}_f = n v_f \sin \alpha A_f \quad (3.3)$$

Grazie all'applicazione del teorema di Bernoulli al singolo foro, è possibile conoscere la componente perpendicolare al condotto della velocità di efflusso e quindi utilizzare questa grandezza per ottenere la portata espulsa dall'ultimo tratto di canale.

In particolare, essendo noto che la pressione statica all'interno del canale si commuta nella pressione dinamica all'uscita dal foro, sommata alla perdite di pressione che subisce l'aria nell'attraversamento del foro stesso, il bilancio risulta:

$$p_{statica} - \xi \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2} = \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2} \quad (3.4)$$

La relazione ottenuta dal bilancio sul foro risulta quindi:

$$v_f \sin \alpha = \left( \frac{2p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0.5} \quad (3.5)$$

La portata smaltita dai fori nell'ultimo tratto di condotto, corrispondente a quella entrante nello stesso, risulta:

$$\dot{V}_f = \dot{V}_{ingresso} = nA_f v_f \sin \alpha = nA_f \left( \frac{2p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0.5} \quad (3.6)$$

Si ottiene a questo punto l'espressione per il calcolo della velocità del flusso nel canale all'imbocco della sezione terminale:

$$V_{ingresso} = \frac{\dot{V}_{ingresso}}{A_c} = n \frac{A_f}{A_c} \left( \frac{2p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0.5} \quad (3.7)$$

Note le velocità a inizio e fine del tratto conclusivo, è possibile calcolare la velocità media di quest'ultimo che sarà impiegata nella valutazione della pressione dinamica e nel calcolo delle perdite di carico distribuite al fine di ottenere grandezze medie per la sezione in esame.

La pressione dinamica in questo tratto risulterà quindi:

$$p_{dinamica} = 0.5 \rho v_{media}^2 = \left( \frac{nA_f}{2A_c} \right)^2 \frac{p_{statica}}{1 + \xi} \quad (3.8)$$

Mentre le perdite di carico distribuite saranno ricavate mediante la relazione di Darcy-Weisbach.

Si utilizza per il calcolo del coefficiente d'attrito la relazione 1.40 avendo in questo tratto valori del numero di Reynolds dell'ordine di grandezza di  $1 \cdot 10^3$ .

Attraverso il bilancio della quantità di moto per il canale microforato si trova l'espressione per il calcolo della componente parallela all'asse del condotto della velocità di uscita dai fori:

$$v_f \cos \alpha = \frac{p_{statica, ingresso} - p_{statica, uscita} - \Delta p - \rho(v_{uscita}^2 - v_{ingresso}^2)}{\rho(v_{ingresso} - v_{uscita})} \quad (3.9)$$

Essendo a questo punto note entrambe le componenti della velocità di efflusso si ottiene l'angolo di efflusso:

$$\alpha = \arctg \left( \frac{v_f \sin \alpha}{v_f \cos \alpha} \right) \quad (3.10)$$

Si può quindi ottenere la velocità di efflusso dai fori combinando la componente della velocità di uscita tangenziale e quella ortogonale:

$$v_f = \left( (v_f \sin \alpha)^2 + (v_f \cos \alpha)^2 \right)^{0.5} \quad (3.11)$$

Note tutte le grandezze di interesse dell'ultimo tratto di canale è possibile ricavare, a partire da queste, le grandezze incognite dei tratti precedenti; si definisce come tratto *i-1* quello a valle del tratto considerato *i* nella direzione del flusso, in quanto le grandezze sono ricavate a partire dal fondo del canale.

Si considerano note:

- diametro del canale;
- lunghezza del canale;
- numero di fori per tratto di canale;
- diametro dei fori;
- densità dell'aria all'interno del canale;
- viscosità dell'aria all'interno del canale;
- dati ottenuti dal tratto precedente.

Le grandezze che si vogliono ricavare, utili ai nostri scopi risultano:

- pressione statica all'ingresso dell'*i*-esimo tratto;
- pressione dinamica all'ingresso dell'*i*-esimo tratto;
- componente perpendicolare della velocità di efflusso dal foro;
- componente tangenziale della velocità di efflusso dal foro;
- velocità di efflusso dal foro;
- angolo di uscita dell'aria dal foro;
- portata in uscita dai fori nel tratto *i*-esimo;
- portata circolante all'ingresso del singolo tratto;
- velocità dell'aria all'ingresso del singolo tratto;



- velocità media nel tratto in esame;
- perdita di carico nella sezione considerata;
- numero di Reynolds della sezione considerata.

Al fine di ricavare le grandezze sopra elencate, queste si esprimono tutte in funzione della pressione statica all'imbocco della sezione oggetto di studio.

Si ricava innanzitutto la componente ortogonale al foro della velocità di uscita dallo stesso.

Si applica il teorema di Bernoulli a monte e a valle del foro, sapendo che la pressione statica all'interno del canale sarà pari alla somma di pressione dinamica all'uscita del singolo foro e perdita di carico dovuta all'attraversamento del foro da parte dell'aria; si ottiene quindi la relazione:

$$p_{statica} - \xi \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2} = \rho \frac{(v_f \sin \alpha)^2}{2} \quad (3.12)$$

È possibile descrivere la velocità indagata in funzione della pressione statica tramite l'espressione:

$$v_f \sin \alpha = \left( \frac{2p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0,5} \quad (3.13)$$

Dalla relazione citata è possibile ottenere la portata complessiva di uscita dalla i-esima sezione, considerando il termine  $A_f \sin \alpha$  come la proiezione dell'area della sezione del foro ortogonalmente al vettore velocità:

$$\dot{V}_f = n v_f A_f \sin \alpha \quad (3.14)$$

dove:

- $n$  è il numero complessivo di fori nel tratto in esame;
- $v_f$  è la velocità di uscita dell'aria dal singolo foro, la cui espressione è riportata in seguito.

Avendo ricavato la relazione che permette di trovare la componente della velocità ortogonale al foro è possibile definire una espressione della portata in uscita dai fori, funzione anch'essa della pressione statica all'inizio della sezione in esame:

$$\dot{V}_f = n A_f \left( \frac{2p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0,5} \quad (3.15)$$

Al fine di riportare tutte le grandezze incognite sul foro si riporta la relazione da cui è possibile ricavare la componente tangenziale al canale della velocità di uscita dal foro:

$$v_f \cos \alpha = \frac{p_{statica,i} - p_{statica,i-1} - \Delta p - \rho(v_{i-1}^2 - v_i^2)}{\rho(v_i - v_{i-1})} \quad (3.16)$$

Combinando velocità ortogonale e tangenziale ricaviamo la velocità di uscita dal singolo foro nella sezione:

$$v_f = ((v_f \sin \alpha)^2 + (v_f \cos \alpha)^2)^{0,5} \quad (3.17)$$

ed anche l'angolo con cui l'aria fuoriesce dal canale:

$$\alpha = \arctg \left( \frac{v_f \sin \alpha}{v_f \cos \alpha} \right) \quad (3.18)$$

E' possibile ricavare la portata all'imbocco dell'i-esimo tratto nota la portata complessiva che fuoriesce dai fori tramite la relazione:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{i-1} + \dot{V}_f = \dot{V}_{i-1} + n A_f \left( \frac{2 p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0,5} \quad (3.19)$$

E' altresì possibile ottenere l'espressione della velocità all'imbocco della sezione utilizzando la formula:

$$v_i = \frac{\dot{V}_{i-1}}{A_c} + n \frac{A_f}{A_c} \left( \frac{2 p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0,5} \quad (3.20)$$

A questo punto sono note sia la velocità all'ingresso che all'uscita dal tratto.

Si riporta di seguito il valore di velocità media nel singolo tratto utilizzato per il calcolo della pressione dinamica e delle perdite di carico:

$$v_m = \frac{(v_i + v_{i-1})}{2} = \frac{v_{i-1}}{2} + \frac{\dot{V}_{i-1}}{2 A_c} + \frac{n A_f}{2 A_c} \left( \frac{2 p_{statica}}{\rho(1 + \xi)} \right)^{0,5} \quad (3.21)$$

i termini  $v_{i-1}$  e  $\dot{Q}_{i-1}$ , all'interno dell'espressione sopra riportata sono noti.

La pressione dinamica sarà esplicitata una volta nota la pressione statica dalla relazione:

$$p_{dinamica} = 0,5 \rho v_{media}^2 \quad (3.22)$$


---

E' a questo punto doveroso calcolare la perdita di carico subita dall'aria nel canale che attraversa l'i-esima sezione; per fare ciò è innanzitutto necessario calcolare il numero di Reynolds nella sezione:

$$Re = \frac{\rho v_{m,i} D_c}{\mu} \quad (3.23)$$

Attraverso il numero di Reynolds e grazie alla formula di Filolenko al'tshul:

$$f = \frac{1}{(1,82 \log_{10} Re - 1,64)^2} \quad (3.24)$$

si ricava il coefficiente di attrito per il tratto.

La perdita di carico che subisce l'aria nell'attraversare il tratto di canale è:

$$\Delta p = f \rho \frac{v_{m,i}^2}{2} \frac{L}{D_c} \quad (3.25)$$

Si hanno a disposizione tutti gli elementi per il calcolo della pressione statica.

La pressione totale all'imbocco del tratto  $i$  è pari alla pressione del tratto  $i-1$  a cui vanno sommate le perdite di carico del tratto.

Sapendo inoltre che:

$$p_{totale,i} = p_{statica,i} + p_{dinamica,i} \quad (3.26)$$

è possibile giungere alla relazione:

$$p_{totale,i-1} + f \rho \frac{v_{m,i}^2}{2} \frac{L}{D_c} - 0,5 \rho v_{media}^2 - p_{statica,i} = 0 \quad (3.27)$$

All'interno di  $v_m$  è contenuta la pressione statica; esplicitando dunque la velocità media e manipolando i vari termini, è possibile risolvere l'equazione di secondo grado in funzione della pressione statica, ricavando di conseguenza tutte le grandezze incognite di interesse.

### 3.2 Applicazione del modello ad un canale in metallo con fori da 4 mm

Il modello descritto è implementato mediante l'utilizzo di un foglio di calcolo.

I dati utilizzati per l'implementazione sono quelli del Circuito A, su cui si andranno a fare le misure atte a validare il modello matematico.

Nota la pressione totale desiderata all'imbocco del canale, si utilizza lo strumento "Risolutore" del foglio di calcolo per far coincidere la pressione effettiva risultante dalle formule con quella misurata; a tal fine si fa variare la pressione totale all'imbocco dell'ultimo tratto di canale. Si è suddiviso il canale in 100 tratti di lunghezza equivalente al fine di avere una rappresentazione dettagliata e sufficientemente discreta della fluidodinamica dell'aria nel canale.

I dati iniziali sono:

- diametro del canale= 0,4 m;
- pressione totale all'imbocco= 180 Pa;
- lunghezza del canale= 7 m;
- numero di tratti= 100;
- numero di fori lungo tutto il canale= 5900;
- numero di fori per tratto di canale= 59;
- numero di fori per metro= 832;
- diametro dei fori= 0,004 m;
- $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ ;
- $\mu = 0,00001821 \text{ Ns/m}^2$ ;

Inoltre, partendo dalla constatazione strumentale che la pressione statica rimane pressoché costante per questa tipologia di canale lungo tutto il suo sviluppo, si dovrà imporre che tale pressione rimanga invariata e pari a quella risultante nel tratto 0.

Avendo notato che le perdite di pressione dinamica non comportano un incremento di pressione statica, queste porteranno ad un decremento di pressione totale.

Si otterrà così un valore di pressione statica univoco per tutto il canale e un nuovo set decrescente di valori di distribuzione della pressione totale lungo il condotto.

Per quanto riguarda la portata all'imbocco del canale, questa è funzione della portata smaltita in ogni tratto attraverso i fori.

Il flusso di aria che fuoriesce attraverso i fori dipende della velocità di uscita dagli stessi, e quindi dalla coppia dei valori di coefficiente di perdita di carico sul foro e pressione statica all'interno del canale.

Imponendo un valore di pressione statica costante, sarà necessario trovare un coefficiente di perdita di carico sul foro che permetta di risalire al valore della portata da immettere nel canale, in modo che risulti coerente con quella determinata per mezzo delle prove.

Si stima, per le coppie di valori di portata e prevalenza ottenuti sperimentalmente (riportati in tabella 3.1) il coefficiente ottimale di perdita di carico sul foro; le stime sono riportate in figura 3.1.

Tabella 3.1 Coppie prevalenza-portata da cui si è stimato lo  $\xi$  ottimale

pressione statica [Pa]	portata[m <sup>3</sup> /h]
200,00	3693,74
175,00	3198,88
115,00	2611,87
90,00	2336,13
80,00	2105,76
35,00	1430,58

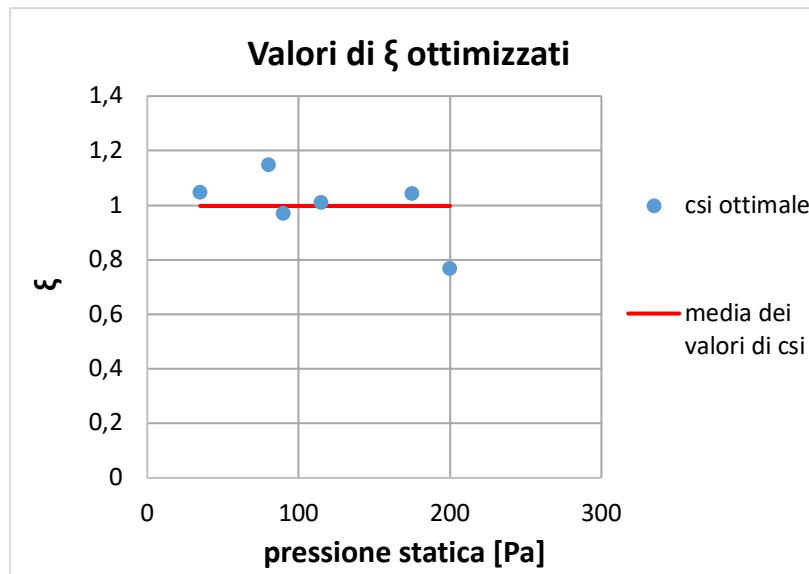


Figura 3.1 Valori del coefficiente di perdita di carico sul foro

I valori del coefficiente di perdita di carico sul foro da 4 mm risultano distribuiti attorno ad un valor medio pari a 0,9971, rappresentato dalla linea rossa in figura.

Il valore di  $\xi$  medio, ottenuto mediante procedimento iterativo per riprodurre le coppie di valori sperimentali di portata e pressione, viene utilizzato nel modello di calcolo per stimare pressione statica e portata in differenti condizioni di funzionamento, impostando la pressione totale ad inizio del canale.

Si riportano in tabella 3.2 i valori misurati e quelli stimati di prevalenza e portata, nonché il valore imposto di pressione totale utilizzato per la stima pari a quella misurata:

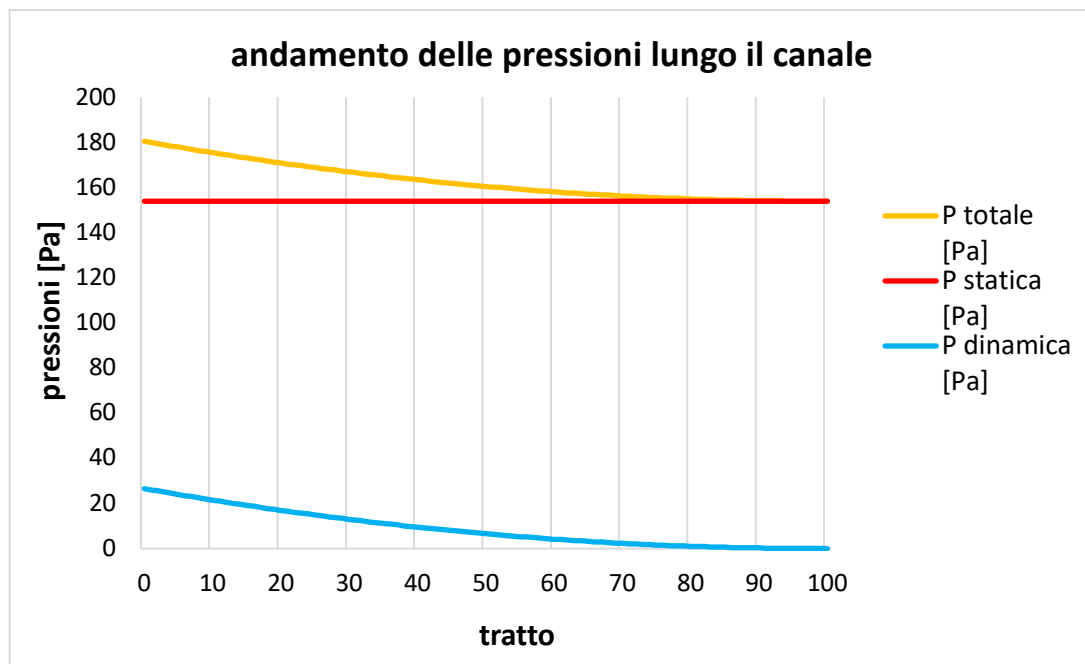
Tabella 3.2 Valori stimati e misurati di portata e pressione statica

pressione totale misurata [Pa]	portata misurata [m <sup>3</sup> /h]	pressione statica misurata [Pa]	portata stimata[m <sup>3</sup> /h]	pressione statica stimata [Pa]
--------------------------------	--------------------------------------	---------------------------------	------------------------------------	--------------------------------

225,00	3455,00	190,00	3345,22	193,00
190,00	3145,00	160,00	3066,94	162,26
160,00	2920,00	135,00	2820,93	137,36
70,00	1937,00	60,00	1879,16	61,00
58,00	1652,00	50,00	1698,90	49,82

In seguito, si cerca l'andamento delle pressioni lungo le varie sezioni del canale utilizzando tale modello matematico.

I risultati di questa prima simulazione sono riportati graficamente:



**Figura 3.2 Andamento delle pressioni all'interno del canale microforato**

La pressione totale decresce a causa delle perdite di carico distribuite lungo il canale. La pressione statica a inizio canale è stimata pari a 154 Pa per attestarsi costante fino all'ultimo tratto del canale.

Come altre grandezze di interesse si riportano graficamente le due componenti della velocità e la combinazione delle stesse a dare la velocità effettiva di uscita dell'aria dai fori.

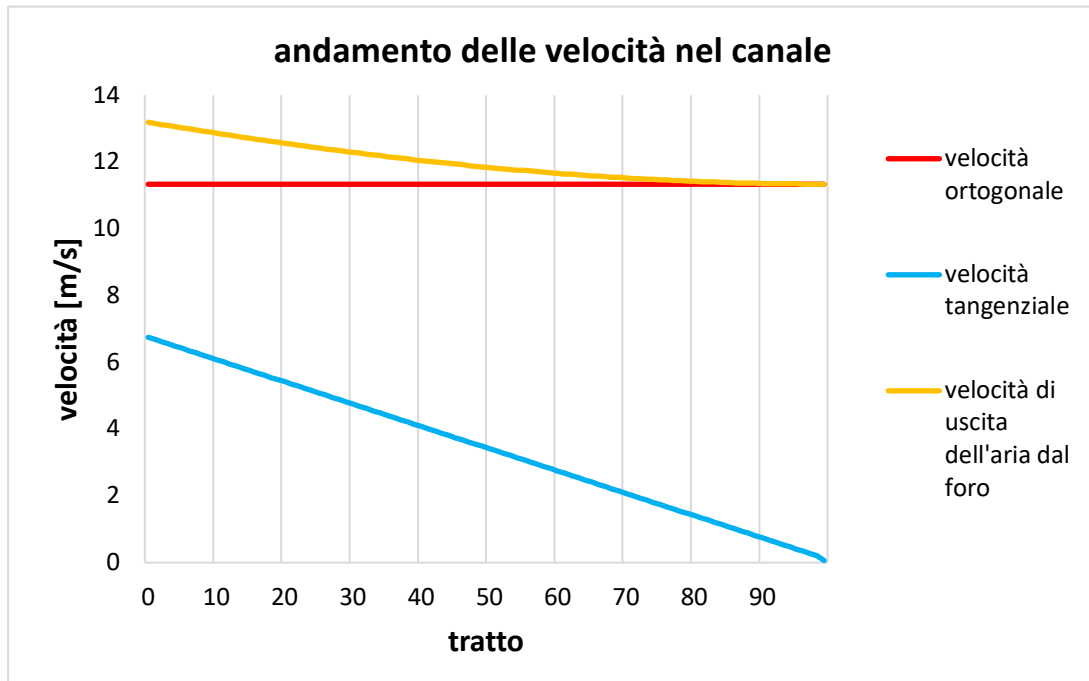


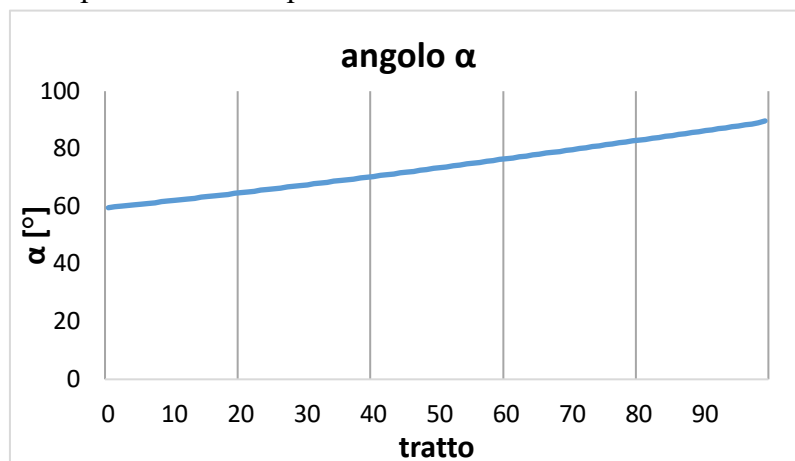
Figura 3.3 Andamento delle velocità all'uscita dai fori ne canale microforato

Si nota come le due componenti, tangenziale ed ortogonale presentino andamenti opposti nell'avanzamento lungo il canale.

Per la componente ortogonale al canale, funzione della pressione statica, si stima un valore costante di 11,34 m/s fino all'imbocco dell'ultima delle 100 sezioni in cui si è suddiviso il condotto.

La componente di velocità tangenziale decresce quasi linearmente nell'avanzamento, partendo da un valore di 6,75 m/s per raggiungere un valore di 0,063 m/s nell'ultimo tratto; questo andamento è dovuto ad un aumento della componente perpendicolare, determinando quindi un aumento dell'angolo compreso tra il vettore velocità di uscita dai fori e il canale.

E' quindi rilevante rappresentare in un grafico l'andamento dell'angolo con cui l'aria fuoriesce dai fori presenti sulla superficie laterale.



**Figura 3.4 Andamento dell'angolo di efflusso dell'aria dai fori nel canale microforato**

Si nota che l'angolo di uscita passa da un valore stimato pari a  $59,55^\circ$  ad un valore di  $89,69^\circ$  in conformità con i valori ottenuti per la velocità di uscita dai fori. Questo indica che il filetto fluido in uscita dal foro tende, progredendo lungo il canale, ad allontanarsi dal condotto aumentando la componente della velocità ortogonale a discapito di quella tangenziale.

Al fine di capire la risposta del modello al variare delle grandezze date, e per comprendere quali siano i parametri di maggiore rilevanza nella progettazione di canali analoghi, si vuole osservare come cambiano i valori in precedenza riportati e rappresentati per via grafica al variare di:

- numero di fori per ogni sezione;
- pressione totale imposta a inizio canale;
- lunghezza del canale.

### 3.2.1 Comportamento del canale al variare del numero di fori per sezione

Al variare del numero di fori ci si aspetta, in risposta dal modello, un calo della portata da immettere all'interno dello stesso se il numero di fori diminuisce, mentre una risposta opposta se il numero di fori aumenta.

Una variazione della portata in ingresso comporta una variazione della velocità all'ingresso dello stesso, vista la sezione costante.

La pressione statica subirà un incremento all'imbocco del canale in quanto la componente di pressione dinamica che si andrà a sottrarre a quella totale sarà minore se il numero di fori è ridotto; il comportamento opposto se il numero di fori viene incrementato.

La velocità ortogonale al foro dovrà subire una variazione come conseguenza dell'incremento di pressione statica e considerando che è funzione delle perdite di carico lungo il canale.

I dati che si ottengono da questa simulazione del comportamento del canale sono coerenti con le attese:

**Tabella 3.3 Valori delle grandezze di interesse al variare del numero dei fori**

	<b>P statica [Pa]</b>	<b><math>v_f \sin \alpha</math> [m/s]</b>	<b><math>v_f \cos \alpha</math> [m/s]</b>	<b><math>\alpha</math> [°]</b>	<b>Q canale [m³/h]</b>
<b>Ingresso (caso base n=59)</b>	153,96	11,36	6,75	59,23	3025,50



<b>Ingresso (caso: n= 50)</b>	160,50	11,57	5,84	63,22	2617,89
<b>Scostamento rispetto al caso base [%]</b>	4,25	2,03	-13,48	6,74	-13,47
<b>Ingresso (caso: n= 74)</b>	142,17	10,89	8,13	53,26	3646,53
<b>Scostamento rispetto al caso base [%]</b>	-7,66	-3,97	20,44	-10,08	20,53

Le stime si ottengono incrementando del 25% e riducendo del 15% il numero di fori per tratto, al fine di rispettare il limite di validità del coefficiente di perdita di carico sul foro. La variazione del numero di fori per tratto di canale comporta: una riduzione della portata che si può immettere nel canale affinché sia completamente smaltita al diminuire del numero di fori, ed un aumento nel caso di incremento degli stessi. Lo scostamento di queste grandezze rispetto al caso base è valutato rispettivamente pari al -13,47% e al 20,53% coerente con le aspettative; infatti la portata che fuoriesce dal canale è direttamente proporzionale al numero di fori lungo il condotto e la portata a inizio canale è proporzionale alla portata smaltita dai fori stessi.

La riduzione di portata percentualmente non è pari alla riduzione percentuale del numero di fori, ma decresce o si incrementa maggiormente in quanto la velocità ortogonale di uscita dai fori, da cui la portata complessiva di efflusso dai fori dipende linearmente, è aumentata del 2,03% o diminuita del 3,97%; questo avviene in quanto la velocità in esame non è solo funzione della pressione statica, ma anche del coefficiente di perdita di carico sul foro.

L'angolo compreso tra la velocità dell'aria all'uscita dai fori e il canale risulta incrementato rispetto al caso base del 6,74 %, e ridotto del 10,08% rispettivamente, variazioni dovute ad una riduzione o ad un aumento della componente tangenziale della velocità di uscita dai fori che risulta essere funzione di: velocità all'imbocco del tratto, perdita di carico, differenza tra pressione statica di imbocco ed uscita del canale.

La variazione del numero di fori, mantenendo invariate le altre grandezze, porta quindi ad una riduzione o ad un incremento della portata da immettere nel canale, che è funzione del numero di fori e della velocità di efflusso dal singolo foro.

### **3.2.2 Comportamento del canale al variare della pressione totale all'imbocco**

Si vuole a questo punto valutare il comportamento delle grandezze incognite al variare della pressione totale imposta ad inizio canale, mantenendo invariate tutti gli

altri parametri. In particolare si fa variare la pressione totale del 25% rispetto al caso base.

All'aumentare della pressione totale imposta ad inizio canale, a parità del numero di fori, ci si aspetta un incremento della componente statica della pressione che porterà ad un incremento della velocità ortogonale di uscita dell'aria dai fori; questo incremento farà di conseguenza aumentare la portata che il canale è in grado di smaltire, e quindi aumenteranno portata e velocità ad inizio canale. Si prevede un comportamento contrario nel caso di riduzione della pressione totale.

I valori stimati con questa simulazione risultano:

**Tabella 3.4 Valori delle grandezze al variare della pressione totale all'imbocco del canale**

	<b>P statica [Pa]</b>	<b>vf sin<math>\alpha</math> [m/s]</b>	<b>vf cos<math>\alpha</math> [m/s]</b>	<b><math>\alpha</math> [°]</b>	<b>Q canale [m<sup>3</sup>/h]</b>
<b>Ingresso (caso base: ptot=180 Pa)</b>	154,53	11,36	6,68	59,55	2992,00
<b>Ingresso (caso: ptot= 135 Pa)</b>	115,47	9,82	5,85	59,23	2620,15
<b>Scostamento rispetto al caso base [%]</b>	-25,28	-13,56	-12,43	-0,54	-12,43
<b>Ingresso (caso: ptot= 225 Pa)</b>	192,45	12,67	7,55	59,22	3382,60
<b>Scostamento rispetto al caso base [%]</b>	24,54	11,53	13,02	-0,55	13,05

Variando la pressione totale imposta ad inizio canale, tutte le grandezze oggetto di studio variano il loro valore; l'unica grandezza a mantenersi costante rispetto al caso di partenza è l'angolo della velocità dell'aria in uscita, in quanto è funzione del rapporto tra le due componenti della velocità.

La variazione della componente ortogonale è equiparata dalla variazione della componente tangenziale, e come conseguenza non vi sarà variazione dell'angolo con cui l'aria lascia il canale.

Coerentemente con le attese, la portata all'imbocco del canale cresce del 13,05% con l'aumentare della pressione totale, decresce nel caso in cui la pressione totale diminuisce dell'12,43%.

### 3.2.3 Comportamento del canale al variare della lunghezza del condotto

Si varia a questo punto del 25% la lunghezza del canale, indagando a parità di condizioni iniziali come si modificano le grandezze incognite.

**Tabella 3.5** Valori delle grandezze di interesse al variare della lunghezza del canale

	<b>p statica</b> [Pa]	<b>vf sin<math>\alpha</math></b> [m/s]	<b>vf cos<math>\alpha</math></b> [m/s]	<b><math>\alpha</math> [°]</b>	<b>Q canale</b> [m <sup>3</sup> /h]
<b>Ingresso (caso base: L=7 m)</b>	153,96	11,34	6,75	59,23	3025,50
<b>Ingresso (caso: L=5,25 m)</b>	153,96	11,34	6,75	59,23	3025,50
<b>Scostamento rispetto al caso base [%]</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
<b>Ingresso (caso: L=8,75 m)</b>	153,96	11,34	6,75	59,23	3025,50
<b>Scostamento rispetto al caso base [%]</b>	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Una variazione del 25% in più o in meno della lunghezza del canale non fa variare nessuna delle grandezze in esame.

Questo perché, a parità di pressione totale e portata immessa ad inizio canale e con uguale numero di fori, la portata viene smaltita in maniera costante lungo tutto il canale con la stessa velocità e lo stesso angolo di uscita dal foro, rimanendo costante la pressione statica in ingresso.

Quindi la scelta della lunghezza del canale non va a modificare le grandezze di interesse.

## 3.3 Confronto tra dati sperimentali, modello matematico e software Klima

Si riportano ora a confronto le tre curve caratteristiche relative al canale in metallo con fori da 4 mm, individuate tramite le prove sperimentali, il modello matematico studiato, e il software empirico di calcolo Klima in dotazione dall'azienda.

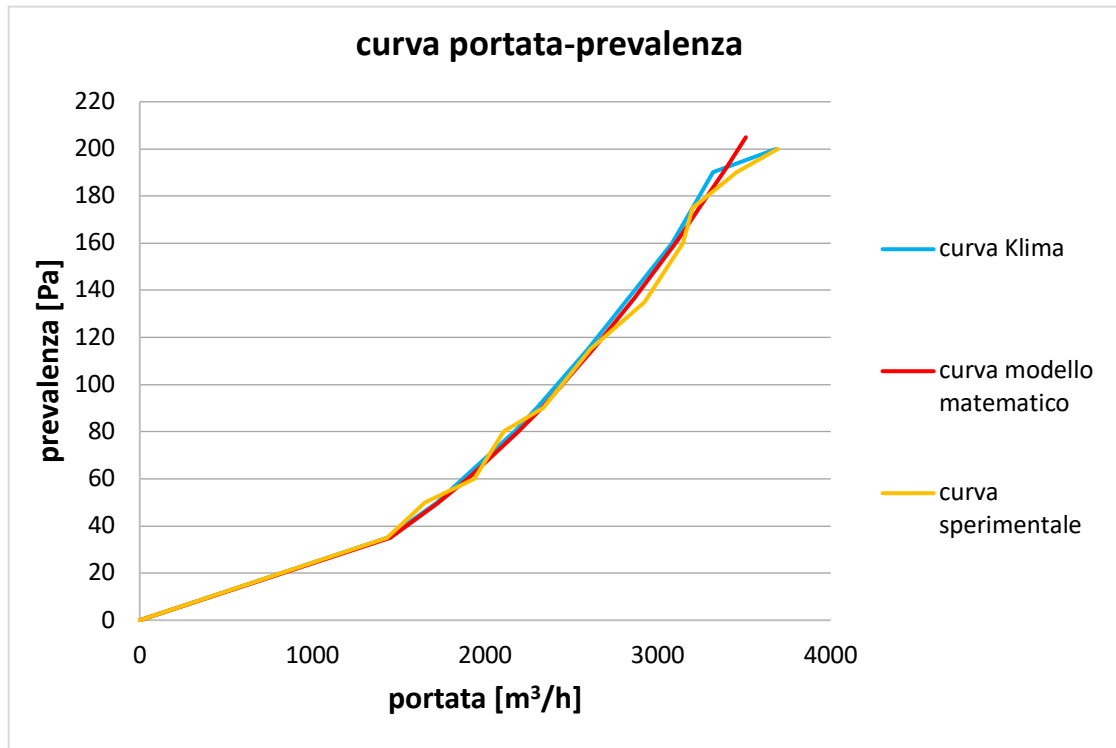


Figura 3.5 Confronto tra le curve portata-prevalenza

Per quanto riguarda il modello matematico, la curva ottenuta segue con un errore accettabile quella ricavata mediante le prove sperimentali; gli scostamenti percentuali tra i valori ottenuti mediante il modello ed i valori rilevati sperimentalmente sono riportati in tabella 3.6:

Tabella 3.6 Scostamento percentuali delle stime ottenute dal modello con  $\xi$  medio rispetto ai valori ottenuti mediante prove sperimentali

	scostamento di portata [%]	scostamento di p statica [%]
<b>Prova 1</b>	-5,02	2,47
<b>Prova 2</b>	-1,69	1,05
<b>Prova 3</b>	1,35	0,03
<b>Prova 4</b>	-1,02	0,87
<b>Prova 5</b>	-1,93	1,21
<b>Prova 6</b>	0,71	0,25
<b>Prova 7</b>	-0,24	0,59
<b>Prova 8</b>	3,66	-0,72
<b>Prova 9</b>	-1,56	1,07

<b>Prova 10</b>	4,32	-0,92
<b>Prova 11</b>	1,25	0,00

Gli scostamenti calcolati delle stime ottenute dal modello rispetto ai risultati misurati mediante prove sperimentali hanno un valore inferiore al 5% sulla portata e al 3% per quanto riguarda la prevalenza. Il modello consente quindi una stima realistica del funzionamento del canale in esame per ogni valore di pressione totale imposto all'inizio dello stesso.

Per quanto riguarda il software Klima, andando ad inserire i valori di pressione totale all'imbocco del canale, oltre alla geometria del caso in esame, si ottengono come valori di output la portata in immissione e la pressione statica all'ingresso (nonché la velocità media nel canale).

Dalla figura 3.5 si evince che tale software riproduce in maniera fedele la curva ottenuta dai dati sperimentali, coincidendo per quasi tutti i punti di funzionamento con la curva ottenuta dal modello di calcolo. Tale software non evidenzia un andamento costante della pressione statica all'interno del canale (e quindi della velocità di uscita dei fori costante), ma al contrario che sia presente un recupero di pressione statica sulla dinamica. Si può quindi concludere che il modello utilizzato da Klimagiell, nota la pressione totale in ingresso al canale e la geometria, restituisce valori di prevalenza che sono corretti rispetto a quelli misurati all'ingresso del canale, con una incertezza ritenuta accettabile; si riportano in tabella 3.7 gli scostamenti percentuali dei valori ottenuti mediante il software Klima rispetto ai valori ottenuti sperimentalmente:

**Tabella 3.7 Scostamento percentuale di portata del modello di Klima rispetto alle misure**

	<b>scostamento di portata per software Klima [%]</b>	<b>scostamento di portata per modello di calcolo [%]</b>
<b>Prova 1</b>	0,24	-5,02
<b>Prova 2</b>	3,92	-1,69
<b>Prova 3</b>	-0,04	1,35
<b>Prova 4</b>	2,07	-1,02
<b>Prova 5</b>	3,78	-1,93
<b>Prova 6</b>	0,65	0,71
<b>Prova 7</b>	1,55	-0,24
<b>Prova 8</b>	-3,05	3,66
<b>Prova 9</b>	3,55	-1,56
<b>Prova 10</b>	-4,12	4,32
<b>Prova 11</b>	0,04	1,25

### 3.4 Analisi di un canale in metallo con diverso diametro dei fori

Si è poi deciso di studiare il comportamento su un canale in metallo con uguale geometria, con stesso rapporto tra superficie forata e superficie non forata ma con diversa geometria dei fori, con lo scopo di validare il modello di calcolo. In particolare il canale da testare presenta le seguenti caratteristiche:

- diametro del canale= 0,4 m;
- lunghezza del canale= 7 m;
- numero di tratti= 7;
- diametro dei fori= 0,002 m;
- passo tra i fori= 0,01 m;
- numero di fori per ogni metro di canale= 3400;
- numero di file di fori= 17+17;
- numero di fori per ogni fila= 100;
- numero totale di fori= 23800.

Si rilevano quindi le misure sperimentali di portata e pressione all'ingresso del canale; andando a rilevare poi l'andamento della pressione statica lungo lo sviluppo del canale, dalle misure emerge un discreto recupero di pressione statica (pari ad un massimo di circa 20 Pa) come si verifica nei condotti lisci, contrariamente a quanto si era osservato per il canale in metallo con fori da 4 mm in cui la pressione statica si manteneva in buona approssimazione costante.

Si ipotizza che questo comportamento sia dovuto al diverso rapporto che sussiste tra regione forata e regione liscia del canale di prova rispetto al canale testato precedentemente; in particolare il presente canale è costituito da una maggior percentuale di lamiera liscia, portandolo a classificarsi più come un analogo condotto liscio piuttosto che come uno forato.

In seguito si è quindi modificato il modello di calcolo in base alla tipologia di canale oggetto di studio; per il canale in metallo con questa geometria si è adottato un fattore d'attrito pari a quello reperito in letteratura per canali lisci con lamiera zincata [8], tenendo conto del coefficiente di recupero della pressione statica procedendo verso il fondo del canale. Inoltre si è calcolato sulla base dei risultati sperimentali rilevati nelle prove un valore di  $\xi$  medio pari a 0,9873. Tale valore risulta diverso da quello ottenuto per diametro dei fori da 4 mm in metallo; da questo risultato si evince che il coefficiente di perdita di carico sul foro sia caratteristico per ogni diversa geometria di fori.

**Tabella 3.8 Scostamento percentuale della pressione statica stimata rispetto a quella misurata e recupero di pressione statica**

<b>p totale misurata [Pa]</b>	<b>p statica misurata [Pa]</b>	<b>p statica stimata [Pa]</b>	<b>scostamento percentuale [%]</b>	<b>Delta pressione statica [Pa]</b>
250,00	210,00	211,24	0,6	19,90
215,00	180,00	181,05	0,58	17,42
190,00	160,00	160,89	0,56	14,95
155,00	130,00	130,74	0,57	12,45
125,00	105,00	105,58	0,55	9,97
95,00	80,00	80,44	0,55	7,47
65,00	55,00	55,30	0,55	4,98

**Tabella 3.9 Scostamento percentuale della portata stimata rispetto a quella misurata**

<b>p totale misurata [Pa]</b>	<b>portata misurata [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>portata stimata [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>scostamento percentuale [%]</b>
250,00	3690,00	3689,21	-0,21
215,00	3453,00	3452,81	-0,05
190,00	3197,00	3197,28	0,08
155,00	2919,00	2918,82	0,06
125,00	2611,00	2611,78	0,3
95,00	2261,00	2261,09	0,04
65,00	1846,00	1846,13	0,07

Dalle tabelle si vede come l'ottimizzazione sul modello di calcolo restituisca dei valori attendibili sia di portata che di pressione statica rispetto ai risultati sperimentali.

Gli andamenti delle pressioni e delle velocità lungo il canale, impostando una pressione totale all'imbocco pari a 180 Pa, sono riportati rispettivamente nelle seguenti figure:

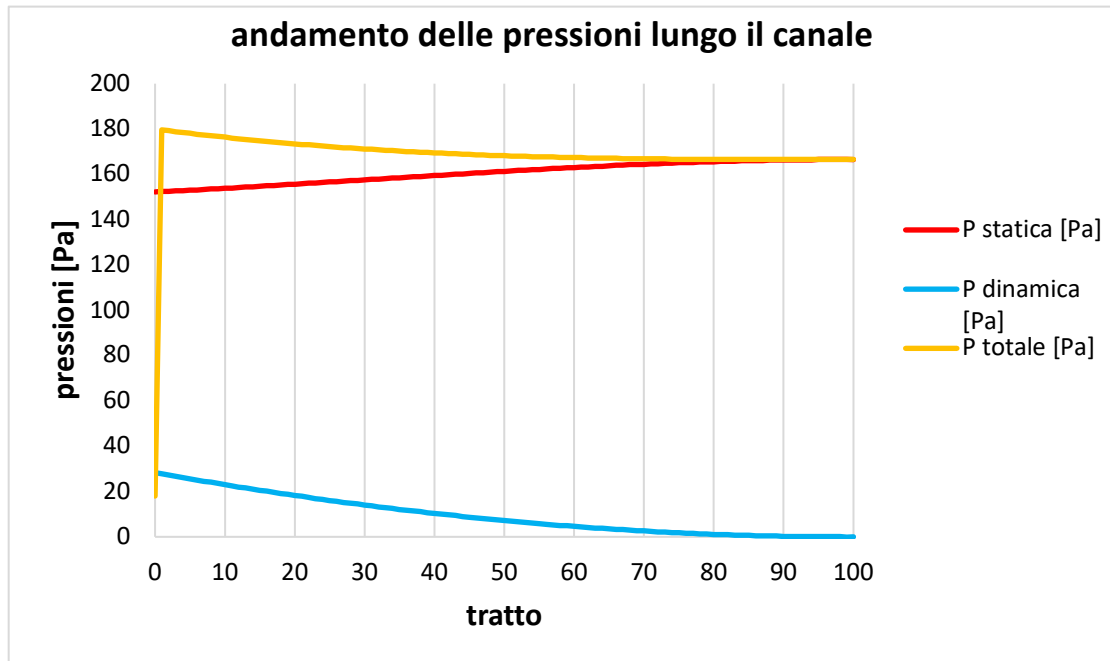


Figura 3.6 Andamento delle pressioni per il canale in metallo con fori da 2 mm

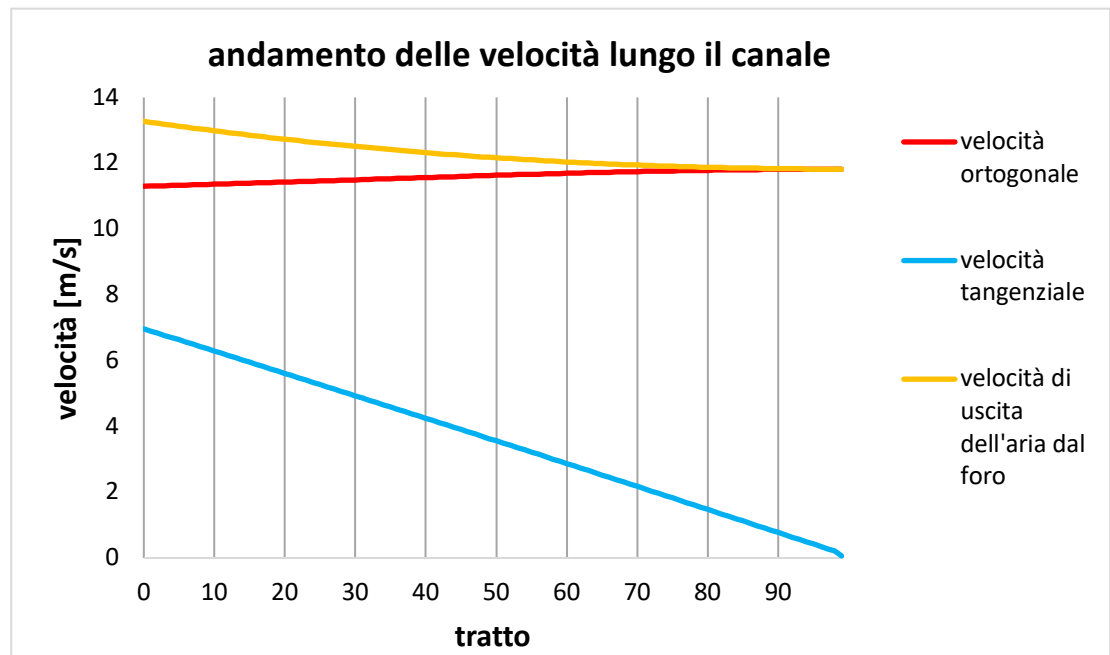


Figura 3.7 Andamento delle velocità per canale in metallo con fori da 2 mm

### 3.5 Analisi di un canale in tessuto

Si realizzano le misure atte alla determinazione della curva portata-prevalenza per quanto riguarda un canale in tessuto con la stessa geometria del canale metallico analizzato precedentemente con fori da 4 mm e quindi:



- diametro del canale= 0,4 m;
- lunghezza del canale= 7 m;
- numero di tratti= 7;
- diametro dei fori= 0,004 m;
- numero di fori per ogni metro di canale= 832;
- numero di file di fori= 13+13;
- numero di fori per ogni fila= 32;
- numero totale di fori= 5824.

Si riportano in figura 3.8 le curve relative ai valori misurati per il canale metallico, a quelli misurati per il canale in tessuto e a quelli stimati mediante l'ausilio del foglio di calcolo.

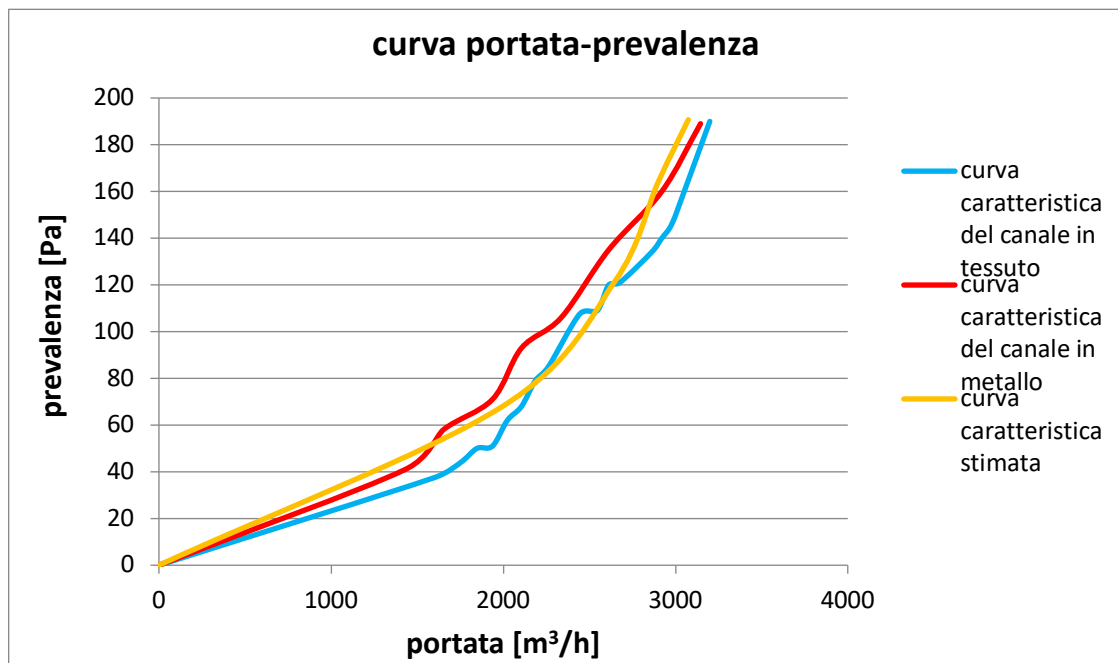


Figura 3.8 Curve caratteristiche del canale in tessuto, del canale metallico e della stima dei valori

Si riportano in tabella 3.10 e 3.11 gli scostamenti percentuali dei valori di portata e pressione statica stimati mediante foglio di calcolo rispetto a quelli ottenuti mediante le prove:

Tabella 3.10 Scostamento percentuale della pressione statica stimata rispetto a quella misurata

p totale misurata [Pa]	p statica misurata [Pa]	p statica stimata [Pa]	scostamento percentuale [%]
190,00	160,00	163,00	1,88
162,50	135,00	139,50	3,33

146,00	120,00	123,47	2,89
140,00	115,00	118,35	2,91
134,00	110,00	113,28	2,98
121,00	100,00	101,00	1,00
120,00	100,00	101,45	1,45
109,00	90,00	92,15	2,39
107,50	90,00	90,92	1,02
85,00	70,00	69,32	-0,97
79,00	65,00	67,00	3,09
68,00	55,00	56,00	1,82

**Tabella 3.11 Scostamento percentuale della portata stimata rispetto a quella misurata**

<b>pressione totale misurata [Pa]</b>	<b>portata misurata[m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>portata stimata [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>scostamento percentuale [%]</b>
190,00	3199,00	3074,00	-3,90
162,50	3063,00	2900,00	-5,31
146,00	2978,00	2817,00	-5,41
140,00	2920,00	2758,18	-5,55
134,00	2861,00	2698,43	-5,69
121,00	2676,50	2648,00	-1,06
120,00	2612,00	2553,58	-2,23
109,00	2546,00	2433,72	-4,40
107,50	2443,00	2417,48	-1,05
85,00	2262,00	2110,89	-6,68
79,00	2185,00	2075,44	-5,02
68,00	2106,00	1986,00	-5,69

Come si evince dai risultati, il coefficiente di perdita di carico sul foro stimato per i canali in metallo descrive, con errore accettabile, anche il comportamento dei canali in tessuto. Il coefficiente non dipenderà quindi dal materiale del canale, ma solamente dalla geometria del foro.

### **3.5.1 Analisi di un canale in tessuto alla variazione del numero di fori**

Nel paragrafo precedente si è osservato un comportamento analogo tra canali in tessuto ed in metallo con uguale diametro dei fori (4 mm); si è quindi variata la geometria del canale in tessuto: a pari lunghezza si sono ridotti i fori presenti su ogni tratto.

Il numero di fori presenti su ogni tratto per la prova effettuata è pari al 62% in meno rispetto al canale precedentemente testato e quindi con le seguenti caratteristiche:

- diametro del canale= 0,4 m;
- lunghezza del canale= 7 m;
- numero di tratti= 7;
- diametro dei fori= 0,004 m;
- numero di fori per ogni metro di canale= 320;
- numero di file di fori= 5+5;
- numero di fori per ogni fila= 32;
- numero totale di fori= 2240.

Si rileva anche in questo caso la pressione statica all'imbocco del canale, nonché la portata nel circuito mediante il tubo di Pitot multiforo posto sul ramo di aspirazione. Si riporta in figura 3.9 la curva ottenuta mediante le rilevazioni sperimentali e quella ottenuta dalla stima dei valori.

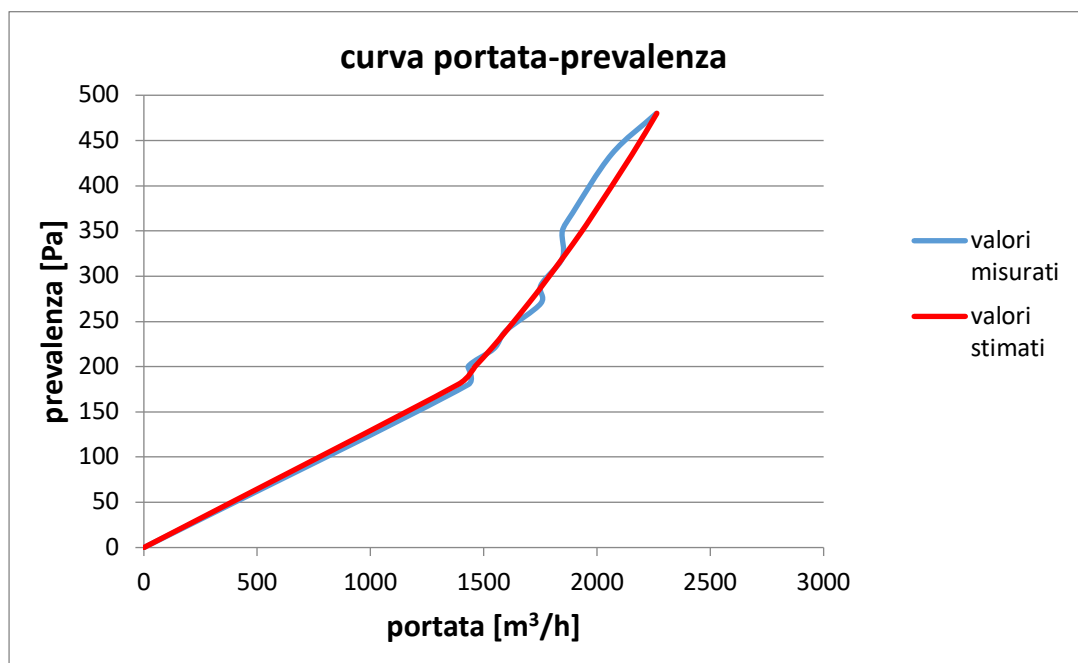


Figura 3.9 Curve caratteristiche del canale in tessuto con numero di fori ridotto e dei valori stimati

Si riportano, nelle tabelle 3.12 e 3.13, gli scostamenti percentuali tra i valori stimati mediante il foglio di calcolo e quelli rilevati sperimentalmente.

Tabella 3.12 Scostamento percentuale della pressione statica stimata rispetto a quella misurata

p totale misurata [Pa]	p statica misurata [Pa]	p statica stimata [Pa]	scostamento percentuale [%]
495,00	480,00	480,00	0,00
447,50	435,00	434,00	-0,23

380,50	370,00	369,28	-0,19
360,00	350,00	349,00	-0,29
330,00	320,00	320,27	0,08
299,00	290,00	290,18	0,06
279,00	270,00	270,70	0,26
247,50	240,00	240,20	0,08
227,00	220,00	220,00	0,00
206,00	200,00	199,92	-0,04
186,00	180,00	180,51	0,28

**Tabella 3.13 Scostamento percentuale della portata stimata rispetto a quella misurata**

<b>pressione totale misurata [Pa]</b>	<b>portata misurata [m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>portata stimata[m<sup>3</sup>/h]</b>	<b>scostamento percentuale [%]</b>
495,00	2262,00	2264,00	0,09
447,50	2065,00	2153,16	4,28
380,50	1892,50	1985,44	4,91
360,00	1847,00	1931,22	4,57
330,00	1847,00	1849,00	0,12
299,00	1752,00	1760,02	0,45
279,00	1752,00	1700,13	-2,97
247,50	1599,50	1601,28	0,12
227,00	1545,00	1533,53	-0,76
206,00	1430,50	1460,88	2,12
186,00	1430,50	1388,15	-2,97

Anche in questo caso si ha una buona predizione del comportamento del canale; al variare del numero di fori, il modello matematico elaborato descrive quindi il comportamento del canale in modo esaustivo.

Si verifica a questo punto, anche per quanto riguarda il canale con un numero di fori ridotto, la variazione di pressione statica rispetto alla sezione di imbocco denominata 0; la misura è stata ripetuta per tre differenti condizioni di funzionamento.

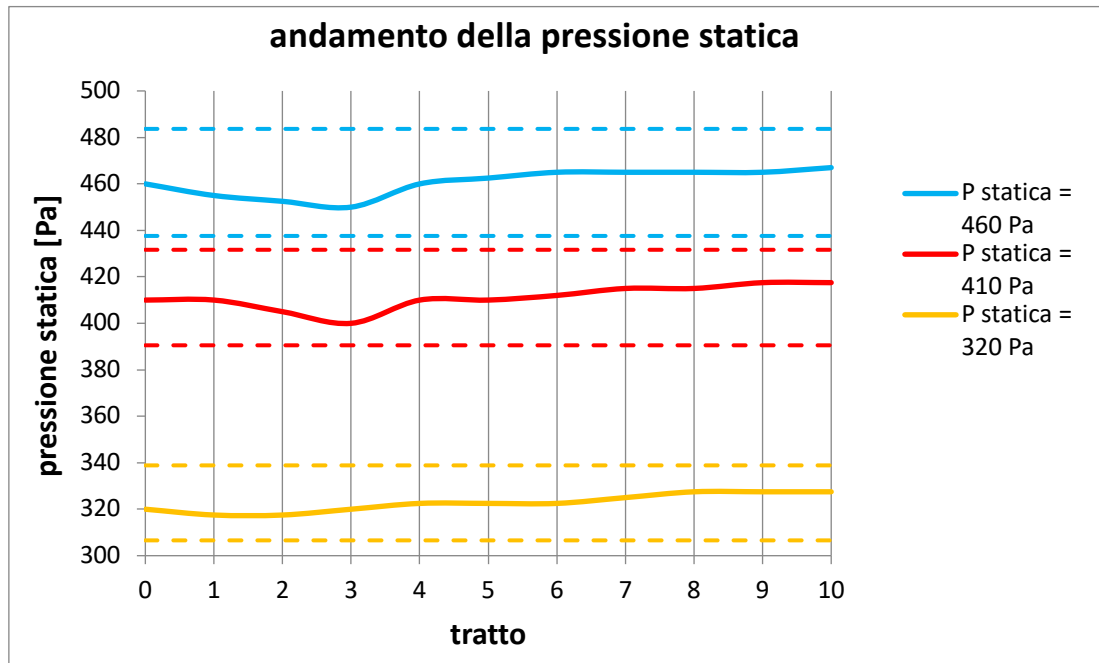


Figura 3.10 Andamento della pressione statica lungo il canale

Si riportano in tabella 3.14 gli scostamenti percentuali tra la pressione statica nelle varie sezioni di misura e la pressione statica rilevata nella sezione di ingresso.

Tabella 3.14 Scostamento percentuale della pressione statica nelle 11 sezioni di misura rispetto a quella misurata all'imbocco del canale ( $p_{statica} = 460$  Pa)

tratto	pressione statica [Pa]	scostamento percentuale rispetto al tratto iniziale [%]
0	460,00	
1	455,00	-1,09
2	452,50	-1,63
3	450,00	-2,17
4	460,00	0,00
5	462,50	0,54
6	465,00	1,09
7	465,00	1,09
8	465,00	1,09
9	465,00	1,09
10	467,00	1,52

Tabella 3.15 Scostamento percentuale della pressione statica nelle 11 sezioni di misura rispetto a quella misurata all'imbocco del canale ( $p_{statica} = 410$  Pa)

<b>tratto</b>	<b>pressione statica [Pa]</b>	<b>scostamento percentuale rispetto al tratto iniziale [%]</b>
<b>0</b>	410,00	
<b>1</b>	410,00	0,00
<b>2</b>	405,00	-1,22
<b>3</b>	400,00	-2,44
<b>4</b>	410,00	0,00
<b>5</b>	410,00	0,00
<b>6</b>	412,00	0,49
<b>7</b>	415,00	1,22
<b>8</b>	415,00	1,22
<b>9</b>	417,50	1,83
<b>10</b>	417,50	1,83

**Tabella 3.16** Scostamento percentuale della pressione statica nelle 11 sezioni di misura rispetto a quella misurata all'imbocco del canale (p statica= 320 Pa)

<b>tratto</b>	<b>pressione statica [Pa]</b>	<b>scostamento percentuale rispetto al tratto iniziale [%]</b>
<b>0</b>	320,00	
<b>1</b>	317,50	-0,78
<b>2</b>	317,50	-0,78
<b>3</b>	320,00	0,00
<b>4</b>	322,50	0,78
<b>5</b>	322,50	0,78
<b>6</b>	322,50	0,78
<b>7</b>	325,00	1,56
<b>8</b>	327,50	2,34
<b>9</b>	327,50	2,34
<b>10</b>	327,50	2,34

La pressione statica non si scosta mai per più del 2,34% rispetto al valore rilevato nel tratto iniziale; si ritiene quindi che l'approssimazione fatta per quanto riguarda la pressione statica costante lungo il canale sia verificata per geometria dei fori con diametro 4 mm, indipendentemente dal materiale di cui è costituito il condotto e dal numero di fori presente per ogni sezione.

È a questo punto possibile conoscere l'andamento della pressione statica, dinamica e totale, nonché la portata smaltita attraverso i fori per ogni tratto:

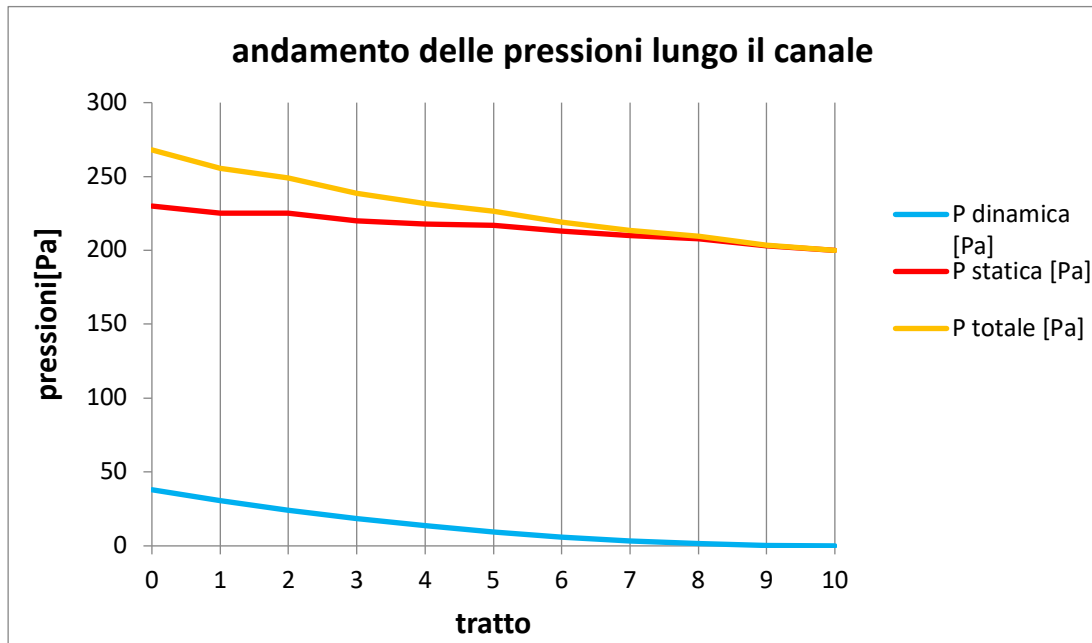


Figura 3.11 Andamento delle pressioni lungo il canale

In figura 3.11 è riportato l'andamento delle pressioni lungo il canale, facendo variare la pressione statica tratto per tratto del valore rilevato dalle misure.

La perdita di pressione totale sarà di 40 Pa su tutto il canale, mentre la pressione statica avrà un decremento del 6% dal valore di partenza misurato, pari a 230 Pa.

La pressione dinamica decresce in maniera pressoché costante su ognuno degli 11 tratti considerati, risultando nulla nel tratto finale.





---

## 4 Immissione dell'aria in ambiente attraverso diffusori

In questo capitolo si darà una introduzione sulle principali nozioni teoriche relative all'immissione di aria all'interno di un ambiente; inoltre si illustreranno i diversi sistemi di diffusione ed in particolare si focalizzerà l'attenzione sull'applicazione di canali microforati.

Si riporta ora in sintesi la principale terminologia utilizzata nel presente capitolo per descrivere la diffusione dell'aria indoor [12]:

- diffusione: distribuzione di aria all'interno di un ambiente attraverso un diffusore;
- diffusore: elemento che immette aria in diverse direzioni e piani all'interno della stanza;
- aria primaria: aria immessa dal sistema di diffusione attraverso le aperture;
- aria secondaria: aria nella stanza movimentata dall'aria primaria in immissione;
- aria totale: combinazione di aria primaria immessa e aria secondaria movimentata;
- getto isoterma: getto d'aria con la stessa temperatura dell'aria circostante;
- getto non isoterma: getto d'aria con una temperatura iniziale di immissione diverso dall'aria circostante;
- getto a flusso assiale: flusso di aria il cui movimento è approssimativamente simmetrico lungo una linea, sebbene in alcuni casi il lancio può essere influenzato dal tipo di diffusione o da effetti di galleggiamento;
- vena contratta: maggior restringimento di una corrente fluida che lascia un orifizio, in cui le linee di flusso sono parallele al getto d'aria;
- coefficiente di efflusso  $C_d$ : rapporto tra area sulla vena contratta e area dell'apertura;
- aspect ratio: rapporto tra larghezza e altezza di un'apertura;
- core area  $A_c$ : area totale lorda di un dispositivo a diffusione in cui può passare l'aria, somma di area piena e di area libera;
- free area  $A$ : area totale libera delle aperture attraverso cui l'aria può passare;
- effective area  $A_\theta$ : area netta di un'apertura attraverso cui l'aria può passare; equivale alla free area moltiplicata per il coefficiente di efflusso;
- zona stagnante: area caratterizzata da basso movimento d'aria e soggetta a stratificazione. Questo non implica però una scarsa qualità dell'aria;

- volume convenzionalmente occupato: zona dell'ambiente definita ad una altezza di 1,8 m dal pavimento e a 0,6 m dalle pareti (valore riportato nella normativa UNI 10339 – EN 13182) e in cui la velocità limite per il comfort delle persone è pari a 0,2 m/s;
- corrente d'aria: effetto locale indesiderato di raffreddamento di un corpo, causato da basse temperature;
- caduta: distanza verticale tra il punto di immissione e la fine del lancio di un flusso d'aria proiettato orizzontalmente;
- induzione: movimento dell'aria causato dal getto immesso all'interno della stanza attraverso l'apertura (movimento secondario dell'aria);
- rapporto di induzione: aria totale diviso aria immessa attraverso le aperture;
- lancio  $x$ : distanza assiale orizzontale o verticale che un flusso d'aria percorre dopo aver lasciato l'apertura e prima che la corrente d'aria si riduca ad una specifica velocità terminale (in genere posta a 0,25 m/s);
- angolo di dispersione (o spread): divergenza di un flusso d'aria in un piano orizzontale o verticale dopo che questo lascia le aperture;
- core velocity  $v_c$ : velocità riferita ad una corrente di efflusso in corrispondenza della core area;
- velocità massima o centerline velocity  $v_x$ : velocità principale del getto a diverse distanze dall'apertura;
- velocità di uscita (o di efflusso)  $v_0$ : velocità media dell'aria in corrispondenza dell'uscita, misurata sul piano della vena contratta;
- velocità terminale  $v_t$ : massima velocità del flusso d'aria alla fine del lancio.

### 4.1 Classificazione dei getti d'aria in ambiente

In genere, l'aria immessa all'interno di una stanza attraverso bocchette, griglie, diffusori a soffitto, pannelli forati viene distribuita mediante getti d'aria turbolenti; tali getti d'aria sono il principale fattore che interessa la movimentazione dell'aria indoor. Se il getto d'aria non è ostacolato da pareti, soffitti o altre ostruzioni, questo viene considerato come un getto libero.

Un getto d'aria all'interno di una stanza potrebbe essere influenzato da flussi di ritorno creati dallo stesso getto indotto dall'aria presente in ambiente: questo viene chiamato getto confinato. Se la temperatura dell'aria immessa è equivalente alla temperatura dell'aria presente in ambiente viene definito un getto isoterma, in caso contrario si parla di getto non isoterma: la differenza di temperatura tra aria immessa e aria ambiente genera degli effetti termici nel getto dovuti alla differenza di densità dell'aria e che influenzano la traiettoria del getto, la posizione in cui tale getto aderisce o si separa dalle pareti, nonché il lancio del getto. L'importanza di tali effetti

è determinata dal rapporto che esiste tra le forze di galleggiamento e le forze di inerzia secondo il numero di Archimede [12]:

$$Ar = \frac{gL_0(T_0 - T_s)}{v_0^2 T_r} \quad (4.1)$$

dove:

- $g$  è l'accelerazione di gravità [ $\text{m/s}^2$ ],
- $L_0$  la lunghezza caratteristica del diffusore equivalente al diametro idraulico dell'apertura [m],
- $T_0$  la temperatura di immissione del getto [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- $T_s$  la temperatura dell'aria circostante [ $^{\circ}\text{C}$ ],
- $v_0$  la velocità di efflusso del getto [m/s],
- $T_r$  la temperatura dell'aria ambiente [K].

In base al tipo di diffusore, i getti d'aria possono essere poi classificati come [12]:

- 1- getti d'aria compatti: formati da canali cilindrici, ugelli, aperture quadrate o rettangolari con un piccolo aspect ratio (coperti o meno da pannelli forati);
- 2- getti d'aria lineari: formati da aperture con un grande aspect ratio. I flussi del getto sono approssimativamente 2D. La velocità dell'aria è simmetrica rispetto al piano in cui le velocità nella sezione trasversale sono massime. Ad una certa distanza dal diffusore i getti d'aria lineari tendono a diventare getti compatti;
- 3- getti d'aria radiali: formati da diffusori cilindrici a soffitto con dischi piatti o diffusori multipli che convogliano l'aria orizzontalmente;
- 4- getti d'aria conici: formati da dispositivi conici o multidiffusori montati a soffitto che presentano un asse di simmetria. L'aria scorre parallela alla superficie conica (l'angolo al vertice del cono è di  $120^{\circ}$ ) con le velocità massime nella sezione trasversale ortogonale all'asse;
- 5- getti radiali incompleti: formati da uscite con griglie che presentano un vano divergente. Ad una certa distanza dal punto di immissione tendono a diventare dei getti compatti;
- 6- getti d'aria vorticosi: formati da diffusori che creano moto di swirl e presentano (oltre alla componente assiale del vettore velocità) anche una componente tangenziale e radiale. In funzione del diverso tipo di terminale, questi getti possono assumere la forma di getti compatti, conici o radiali.

## **4.2 Getto libero isoterma**

Per la categoria classificata come getto libero isoterma, la forma dei getti ad una breve distanza dall'uscita è molto simile per aperture tonde, rettangolari di tipologia a griglia o a pannelli forati. Il getto emesso da una apertura tonda forma un cono; getti da bocchette rettangolari passano rapidamente da una sezione trasversale prima rettangolare e poi ellittica e infine ad una forma circolare, dipendente fortemente dall'aspect ratio.

In molti casi risulta possibile analizzare le prestazioni del getto e determinarne l'angolo di dispersione, il profilo di velocità lungo il suo asse e lungo ogni sezione trasversale nella zona di maggior importanza dal punto di vista ingegneristico (volume occupato), il rapporto di induzione nella stanza.

### 4.2.1 Angolo di dispersione del getto

L'angolo di dispersione (detto anche spread angle) è ben definito vicino all'uscita in corrispondenza dell'apertura, ma le condizioni al contorno sono facilmente affette dalle condizioni esterne. Infatti in tale regione, il movimento d'aria presenta dei vortici e le forze interne che governano questo movimento d'aria necessitano di una trattazione accurata. La misura di tale angolo per immissione d'aria all'interno di grandi spazi varia di solito tra 20 e 24° con una media di 22°; la coalescenza dei getti per aperture multiple si presenta con angoli minori, su una media di 18°, mentre l'immissione in piccoli spazi evidenzia un angolo di espansione ancora più ridotto.

### 4.2.2 Zone di espansione del getto

Lo sviluppo totale di un singolo getto d'aria (compatto, lineare, radiale o conico) in termini di centerline velocity (corrispondente alla velocità massima) può essere diviso in quattro zone [12]:

- 1- core zone: una breve zona che si estende per circa 4 diametri dall'apertura, in cui la centerline velocity  $v_x$  del flusso d'aria rimane praticamente inalterata;
- 2- transition zone: la lunghezza di tale zona dipende dalla tipologia di apertura, dall'aspect ratio e dalla turbolenza iniziale; in genere si estende per i successivi 4 diametri equivalenti e la  $v_x$  è inversamente proporzionale alla radice di  $x$  (distanza dal punto di immissione);
- 3- main zone: zona a flusso turbolento completamente sviluppato che può estendersi da 25 a 100 diametri equivalenti; la centerline velocity  $v_x$  è proporzionale a  $1/x$ ;
- 4- terminal zone: zona di decadimento del getto dove la massima velocità dell'aria  $v_x$  decresce rapidamente fino a circa 0,25 m/s, valore che rappresenta la velocità residua. La distanza di questa zona e la sua estensione dipendono

dalle velocità e dalle caratteristiche di turbolenza dell'aria ambiente. Le peculiarità di questa ultima zona non sono ancora ben note.

Nella zona 1, il rapporto  $v_x/v_0$  è costante ed equivale al rapporto tra velocità iniziale del getto e velocità media. Evidenze sperimentali mostrano invece che nella zona 2 vale [12]:

$$\frac{v_x}{v_0} = \sqrt{\frac{1,13KH_0}{x}} \quad (4.2)$$

dove:

- $v_x$  è la centerline velocity ad una distanza  $x$  dall'apertura [m/s],
- $v_0 = v_c/C_d R_{fa}$  è la velocità media iniziale di efflusso sulla vena contratta [m/s],
- $v_c$  è la velocità nominale di efflusso riferita alla core area [m/s],
- $C_d$  il coefficiente di efflusso (in genere compreso tra 0,65 e 0,9),
- $R_{fa}$  il rapporto tra free area e core area (rapporto vuoto/pieno),
- $H_0$  la larghezza del foro all'uscita [m],
- $K$  la costante di proporzionalità che dipende dal tipo di apertura e dal modello di efflusso (tabella 4.1),
- $x$  la distanza dall'uscita per la misura della centerline velocity  $v_x$  [m].

Type of Outlet	K	
	$V_o = 2.5$ to 5 m/s	$V_o = 10$ to 50 m/s
Free openings		
Round or square	5.0	6.2
Rectangular, large aspect ratio (<40)	4.3	5.3
Annular slots, axial or radial <sup>a</sup>	—	—
Grilles and grids		
Free area 40% or more	4.1	5.0
Perforated panels		
Free area 3 to 5%	2.7	3.3
Free area 10 to 20%	3.5	4.3

<sup>a</sup>For radial slots, use  $X/H$  instead of  $X/\sqrt{A}$ .  $H$  is height or width of slot.

Note:  $K$  is an index of loss in axial kinetic energy. Interpolate as required. Departures from maximum value indicate losses in Zones 1 and 2 when compared with the jet from a rounded-entrance, circular nozzle.

**Figura 4.1 Costante di proporzionalità K [12]**

L'aspect ratio e la turbolenza influenzano la centerline velocity nelle zone 1 e 2. Infatti quando  $H_0$  è molto piccolo, l'aria indotta può penetrare il core del getto portando quindi ad una riduzione della centerline velocity. La differenza nelle performance tra uscita radiale con piccolo  $H_0$  e uscita assiale con grande  $H_0$  mostra l'importanza dello spessore dei getti.

La zona 3 è quella di maggior interesse ingegneristico poiché in molti casi il getto arriva nel volume occupato dalle persone; in questa regione la centerline velocity per getti isotermi può essere determinata con precisione dalle seguenti equazioni [12]:

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{KD_0}{X} = \frac{1,13K\sqrt{A_0}}{X} \quad (4.3)$$

$$v_x = \frac{1,13Kv_0\sqrt{A_0}}{X} = \frac{1,13KQ}{X\sqrt{A_0}} \quad (4.4)$$

$$v_x = \frac{1,13KQ}{X\sqrt{A_c C_d R_{f1}}} \quad (4.5)$$

dove:

- $K$  è la costante di proporzionalità (figura 4.1),
- $D_0$  il diametro equivalente del flusso in immissione sulla sezione contratta [m],
- $A_0$  l'area del canale [m<sup>2</sup>],
- $A_c$  la core area dell'apertura [m<sup>2</sup>],
- $Q$  l'efflusso dall'apertura [m<sup>3</sup>/s].

In presenza di aperture multiple e tonde, i flussi si uniscono in un getto uniforme prima che l'espansione del getto si sviluppi. Questa coalescenza influisce sulla costante di proporzionalità  $K$ .

Test fatti a basse velocità, nel range con  $v_x < 0,75$  m/s, indicano che valori comuni di  $K$  dovrebbero essere ridotti di circa il 20% per  $v_x = 0,25$  m/s, come viene usato in seguito nell'equazione 4.7 per determinarne il lancio.

Per correlare i dati delle quattro zone, la centerline velocity viene diagrammata in funzione della distanza dall'apertura (figura 4.2). I modelli di flusso per l'aria attraverso diffusori sono relativi alla distanza del lancio e al fattore  $K$ ; in generale i diffusori che hanno un modello di flusso circolare presentano un lancio più breve rispetto a quelli con un modello direzionale o a flusso incrociato.

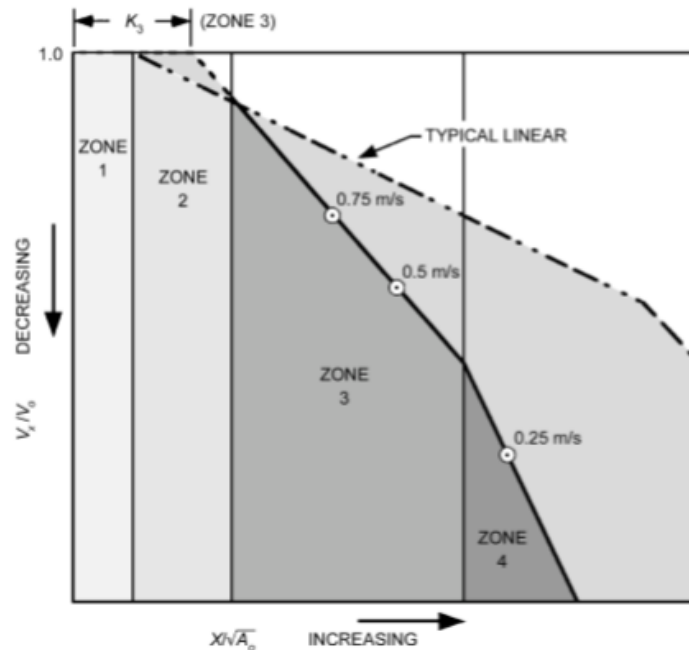


Figura 4.2 Rappresentazione della centerline velocity  $v_x$  in funzione del lancio  $x$  nelle quattro zone caratteristiche per un getto d'aria isoterma libero [12]

#### 4.2.3 Lancio del getto

Dall'equazione 4.5 si può ricavare il lancio  $x$  di un'apertura, se la portata immessa e la centerline velocity sono noti [12]:

$$x = \frac{1,13K}{v_x} \frac{Q}{\sqrt{A_e C_d R_{fa}}} \quad (4.6)$$

Il lancio massimo  $x_v$  è in genere definito come la distanza dall'apertura in cui la centerline velocity è 0,25 m/s. Per cui per  $v_t = 0,25$  m/s:

$$x_v = x = \frac{1,13K}{0,25} \frac{Q}{\sqrt{A_e C_d R_{fa}}} \quad (4.7)$$

#### 4.2.4 Rapporto di induzione

Il rapporto di induzione  $Q_x/Q_0$  è importante per determinare il movimento di aria totale ad una certa distanza  $x$  dalle aperture del diffusore; tale rapporto confronta tra loro la massa d'aria  $Q_x$  presente in ambiente ad una determinata distanza  $x$  dal diffusore con la massa iniziale d'aria  $Q_0$  immessa nella stanza, e risulta proporzionale alla distanza  $x$  o alla radice quadrata di  $x$  in base alla diversa natura del getto e alla

forma dell'apertura. Inoltre, fissata una centerline velocity  $v_x$ , il rapporto di induzione è proporzionale alla velocità di efflusso  $v_0$ . Il rapporto di induzione è infine inversamente proporzionale al valore che assume la costante di proporzionalità  $K$  relativa alla centerline velocity [12].

### 4.2.5 Getti multipli

Getti paralleli d'aria appaiono in maniera indipendente finché non interferiscono tra loro. La posizione di tale punto rispetto all'apertura varia con la distanza che esiste tra le varie aperture. Tra le uscite e il punto di interferenza, la massima velocità (come per singolo getto) è sulla centerline di ogni getto. Dopo l'interferenza tra le linee di flusso, la velocità sulla mezzzeria tra due getti aumenta fino a diventare uguale alla centerline velocity del singolo getto; da questo punto in avanti, il moto d'aria risulta equivalente a quello generato da un'unica uscita ma con un'area doppia. Per un valore di  $K= 6,5$  si stima che le uscite dovrebbero essere posizionate da 3 a 8 diametri di distanza, con una  $v_0$  tra 2,5 e 7,5 m/s.

## 4.3 Moti dell'aria in ambiente

La movimentazione dell'aria all'interno di una stanza influisce sulla diffusione dell'aria, quindi anche sulla qualità della stessa e sul relativo comfort ambientale. Comunemente vengono usati due modelli diversi di flusso per caratterizzare il movimento dell'aria in ambiente [13]:

- flusso a dislocamento
- flusso a induzione

Il flusso a dislocamento, mostrato in figura 4.3, è caratterizzato dal movimento dell'aria all'interno della stanza attraverso un andamento a pistone unidirezionale e in cui non esiste miscelazione; è il metodo preferibile per la rimozione di contaminanti prodotti nell'ambiente in quanto è il più efficace, ma al contempo richiede una ingente quantità di aria da movimentare.



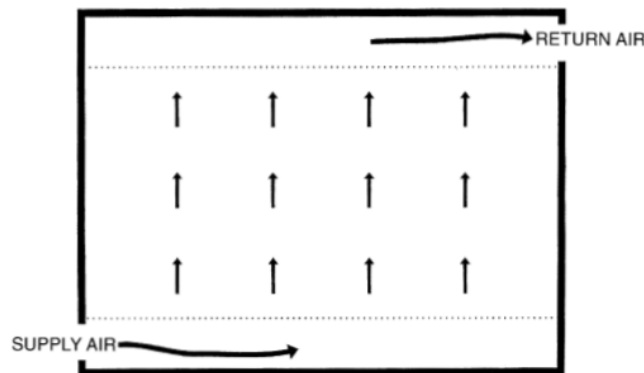


Figura 4.3 Flusso a dislocamento all'interno di una stanza [13]

Il flusso a induzione, mostrato in figura 4.4, è anche noto come flusso a miscelazione convenzionale. I sistemi con diffusori posti sul soffitto e riprese dell'aria tramite griglie sono tipici esempi di sistemi per la distribuzione dell'aria attraverso un moto ad induzione. Casi di flussi ad induzione con una scarsa miscelazione nella stanza sono detti flussi a circuito breve poiché la maggior parte dell'aria immessa lascia la stanza senza mescolarsi con l'aria presente in ambiente; ne sono un esempio i sistemi con diffusori a soffitto operanti in riscaldamento.

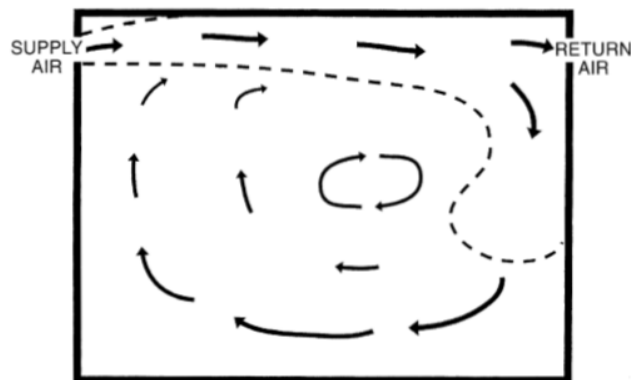


Figura 4.4 Flusso a induzione all'interno di una stanza [13]

Una completa miscelazione si ottiene quando l'aria immessa è istantaneamente e omogeneamente distribuita nell'intera stanza. Questa performance teorica ed ottimale si sta raggiungendo con un moto ad induzione che ha una buona miscelazione, combinato con un sistema a dislocamento che permette un mescolamento ancora maggiore.

L'aria immessa attraverso un diffusore in una stanza è detta aria primaria; un getto è caratterizzato quindi da tale aria primaria che esce dal diffusore. L'aria secondaria è invece l'aria della stanza trascinata dal getto, e quindi l'aria totale è la combinazione delle due componenti per uno specifico punto del getto.

Nei sistemi a miscelazione, l'aria è normalmente immessa a velocità molto maggiori di quelle tollerabili nella zona occupata; i getti si mescolano poi con l'aria ambiente attraverso l'induzione, che riduce la velocità dell'aria e mantiene una temperatura uniforme, nonché dei valori stabili di velocità, umidità e qualità dell'aria nella zona occupata.

Si può poi fare una ulteriore classificazione in base alla direzione del getto e alla posizione relativa delle aperture rispetto alla stanza [12]:

- 1- uscite in prossimità del soffitto che immettono aria in orizzontale;
- 2- uscite in prossimità del pavimento che immettono aria in verticale senza angolo di dispersione;
- 3- uscite in prossimità del pavimento che immettono aria in verticale senza angolo di dispersione;
- 4- uscite in prossimità del pavimento che immettono aria in verticale con angolo di dispersione;
- 5- uscite in prossimità del pavimento che immettono aria in orizzontale;
- 6- uscite in prossimità del soffitto che immettono aria primaria in verticale.

L'analisi sulle performance del getto di uscita si basa sul modello di aria primaria, aria totale, presenza o meno di aria stagnante, correnti naturali di convezione, aria di ritorno e aria movimentata nella stanza.

Concentrandosi sui flussi d'aria presenti nella zona occupata (per sistemi a miscelazione), esperimenti effettuati in laboratorio sui getti spesso individuano aria di ricircolo con resistenza trascurabile al flusso sulla traiettoria di ritorno del getto. Esperimenti in tunnel fatti su piccole sezioni trasversali, dove il flusso di ritorno del getto d'aria presenta una considerevole resistenza, mostrano che l'espansione del getto termina ad una distanza che è indipendente dalla velocità di efflusso ma è solo influenzato dalla forma delle aperture. Le distanze sono determinate principalmente dalla lunghezza della traiettoria di ritorno e dalla sua forma.

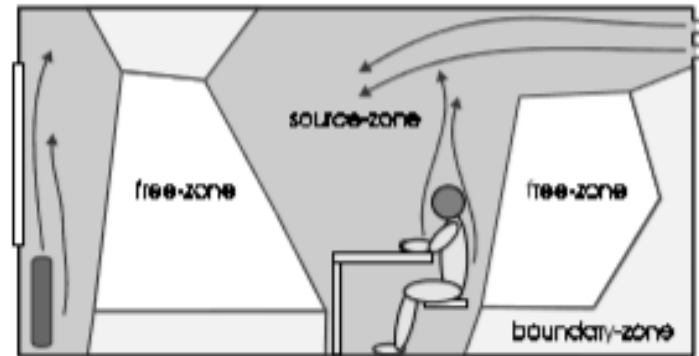
Alcuni studi hanno dimostrato inoltre che, per un dato carico termico e una portata iniziale in immissione, la velocità nella zona occupata aumenta quando la velocità di efflusso cresce; quindi la velocità di uscita dovrebbe essere grande abbastanza per mantenere il getto nella direzione desiderata e assicurare una buona miscelazione prima di raggiungere il volume occupato. Velocità d'aria in uscita eccessive, d'altra parte, comportano alte velocità nella zona occupata che possono portare a condizioni di discomfort termico.

Per la valutazione dei parametri caratteristici del flusso d'aria, la stanza viene suddivisa in tre zone: [14]

1. una regione in cui il flusso d'aria è direttamente influenzato da una sorgente è indicata come source-zone (terminali, sistemi HVAC, pavimenti radianti); il

flusso in questa zona influenza il comfort termico e l'efficienza di ventilazione;

2. una regione detta boundary-zone che si posiziona in corrispondenza di pareti e arredamento (mobili, scaffali) che influenzano ulteriormente il moto dell'aria;
3. una regione detta free-zone che comprende la zona collocata tra la source-zone e la boundary-zone.



**Figura 4.5** Suddivisione in zone della stanza secondo le caratteristiche del flusso [14]

Le più alte velocità si trovano in corrispondenza della source-zone; le velocità possono arrivare anche a 1-2 m/s. Al contrario, nella free-zone non si trovano questi valori di velocità in quanto corrisponde alla zona non occupata, mentre nella boundary-zone la stima della velocità non è facilmente individuabile, ma ci si aspettano valori più elevati dove l'aria aderisce o urta contro le pareti.

La turbolenza dell'aria indoor invece è principalmente prodotta dall'interazione dell'aria immessa dal diffusore con l'aria nella stanza e con le superfici solide (pareti o soffitto) in prossimità del getto. Il getto viene poi spinto verso le altre zone dell'ambiente, incluso il volume occupato, subendo degli smorzamenti dovuti agli effetti viscosi. Inoltre l'aria nella zona occupata spesso contiene solo una piccola parte dell'energia cinetica data dalla turbolenza, se comparato con quella nella regione del getto. Poiché tale turbolenza può causare discomfort termico, i sistemi di diffusione ad aria devono essere progettati per avere una miscelazione tra aria primaria immessa e aria ambiente in una regione sufficientemente distante da quella occupata.

La turbolenza in molti casi risulta essere alta (maggiore del 10%); questo è dovuto alle basse velocità che prevalgono e all'applicazione della formula [14]:

$$TI = \frac{\delta_v}{\bar{v}_t} \quad (4.8)$$

dove  $\delta_u$  rappresenta la deviazione standard e  $\bar{u}$  la componente media di velocità (che viene divisa dall'altro contributo della velocità dovuto alla parte fluttuante).

### 4.4 Caso studio: il canale microforato

Il particolare sistema di distribuzione e diffusione dell'aria climatizzata attraverso un canale microforato sfrutta il principio dell'induzione creata dal flusso d'aria uscente da fori di piccole e medie dimensioni, presenti lungo tutto lo sviluppo del diffusore, per miscelare in modo ottimale l'aria immessa con quella ambiente e perseguendo così un elevato comfort ambientale.

L'aria ambiente viene movimentata per attrito e per effetto di depressioni localizzate e di vortici generati dal miscelamento dell'aria stessa. Infatti, in corrispondenza del bordo dei fori si creano dei punti di depressione che richiamano aria ambiente; si evidenzia così una zona centrale del flusso che prosegue indisturbata, e una zona in prossimità del bordo del foro che sarà affetta da una diminuzione di velocità a causa di perdite di carico sul foro.

Inoltre l'alta induzione dei diffusori può essere sfruttata per evitare la formazione di condensa sul bordo della lamiera del canale nel periodo estivo, essendo sempre presente uno strato di aria in movimento.

Tale fenomeno induttivo può essere caratterizzato attraverso il principio di conservazione della quantità di moto, definito riprendendo l'equazione 1.19:

$$\overline{\text{flusso di quantità di moto}} = \dot{m}v = \rho v_n A v \quad (4.9)$$

dove:

- $\dot{m} = \rho v_n A$  è la portata massica nel punto di interesse [kg/s],
- $A$  è la sezione su cui insiste la componente di velocità del fluido [m<sup>2</sup>],
- $v_n = v \cdot n$  è la componente di velocità normale a tale sezione  $A$ , con  $n$  normale alla superficie attraversata dal flusso [m/s],
- $v$  il vettore velocità che rappresenta la quantità di moto per unità di massa [m/s].

L'effetto induttivo permette di movimentare un volume d'aria molto maggiore di quello immesso in ambiente, raggiungendo valori decine di volte superiori rispetto alla portata di aria primaria.

Il rapporto tra il volume d'aria ambiente movimentato e il volume d'aria immesso prende appunto il nome di rapporto di induzione e deve essere definito in funzione della distanza dal canale; è inoltre una funzione del diametro della foratura, della pressione statica e della geometria della foratura.

Il motivo è legato al fatto che, considerando per esempio due fori di diametro diverso e supponendo di avere le medesime condizioni di pressione statica in immissione nel diffusore (e quindi di velocità di efflusso), in entrambi i casi si otterrà il medesimo rapporto di induzione massimo. La differenza è che per il foro con diametro più grande, tale rapporto viene raggiunto ad una distanza molto maggiore dal diffusore, in quanto si riuscirà a lanciare una quantità maggiore di aria; in maniera analoga a parità di distanza, il foro con diametro minore avrà un rapporto di induzione maggiore, fino al raggiungimento del suo valore massimo.

Se invece si ragiona sullo stesso diametro del foro ma con diversi valori di pressione statica in immissione nel canale, si otterrà un maggior rapporto di induzione nel caso in cui la pressione statica sia maggiore, in quanto si avrà più energia per movimentare l'aria ambiente.

Queste considerazioni sono importanti in fase di progettazione relativamente ai punti all'interno della stanza in cui si vuole avere un adeguato controllo delle velocità, nonché delle prestazioni dell'impianto, in particolare nella zona di maggior interesse corrispondente al volume convenzionalmente occupato. Scopo di tale studio sarà quindi quello di trovare un punto di ottimo tra posizione del diffusore, interesse tra i diversi canali e forometria (numero, dimensioni e disposizione dei fori).

Utilizzando questo sistema di diffusione, inoltre, risulta possibile evitare i tipici problemi legati ai sistemi tradizionali di distribuzione dell'aria (quali ad esempio bocchette) che rappresentando dei punti localizzati di immissione non permettono di ottenere omogeneità delle caratteristiche termo fluidodinamiche dell'aria ambiente, formando zone con notevoli disomogeneità (in particolare temperatura, velocità e umidità).



**Figura 4.6** Illustrazione del principio di funzionamento di un diffusore microforato

L'elevato grado di miscelazione garantito dai diffusori permette di eliminare il fenomeno della stratificazione dell'aria calda (in rosso in Figura 4.6), andando di fatto

a mettere in movimento l'intero volume di aria ambiente che viene così miscelato. Inoltre si genera un effetto induttivo grazie al quale il richiamo dell'aria stratificatasi nella parte alta del locale viene nuovamente miscelata con l'aria immessa. In questo modo il coinvolgimento di tutta l'aria ambiente avviene in maniera uniforme e permette di muovere lentamente l'aria fino alla parte bassa del locale, evitando così correnti di aria preferenziali.

Come caso studio si andrà ad analizzare dapprima un canale microforato in metallo con le seguenti caratteristiche:

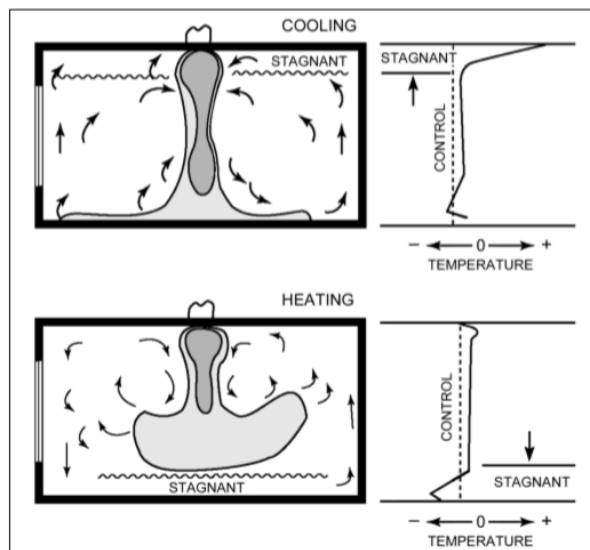
**Tabella 4.1 Caratteristiche dimensionali del canale microforato da analizzare**

<b>GRANDEZZA</b>	<b>VALORE</b>
<b>Lunghezza del canale [m]</b>	8
<b>Diametro del canale [m]</b>	0,4
<b>Diametro dei fori [m]</b>	0,004
<b>Spessore della lamiera [m]</b>	0,008
<b>Numero di file per lato di canale</b>	6
<b>Passo tra i fori [m]</b>	0,02

Si prende questo canale come riferimento poiché rappresenta la tipologia di diffusore più usato nelle applicazioni pratiche dall'azienda Klimagiel, passando poi in un secondo momento ad analizzare altri distributori con diversa forometria.

Riferendosi alla letteratura reperita secondo il manuale ASHRAE, la categoria relativa a getti lineari è quella che più rappresenta il canale, in quanto il getto principale generato dal distributore è formato da due getti con un asse di simmetria in corrispondenza del piano in cui le velocità nella sezione trasversale sono massime, proiettandosi prevalentemente lungo la verticale discendente; inoltre, ad una breve distanza dal diffusore, i due getti d'aria tendono a diventare un unico getto compatto, coerentemente con la classificazione di getto lineare.

Il presente caso studio (con riferimento alla classificazione relativa alla performance dei sistemi di mandata [12]) si può classificare nella categoria 6 che comprende diffusori a soffitto, griglie lineari e altri dispositivi simili progettati per proiezioni di getti d'aria verticali e discendenti. Nella seguente figura si può vedere un esempio per questa tipologia di diffusori, seppur il setup sperimentale che si andrà ad utilizzare sia relativo solamente al caso di getto in condizioni isoterme:



**Figura 4.7** Caratteristiche dell'aria ambiente per la categoria 6 [12]

in cui:

- l'aria primaria, mostrata in grigio scuro, cala fino ad una velocità di circa 0,75 m/s e può essere studiata analiticamente; il carico termico in riscaldamento o raffreddamento ha un forte effetto sulle caratteristiche dell'aria primaria;
- l'aria totale, mostrata in grigio chiaro, è influenzata dall'aria primaria e presenta un'alta velocità (ma minore di 0,75 m/s). L'aria totale è inoltre influenzata dalle condizioni ambiente, in particolar modo cala durante il raffreddamento e cresce durante il riscaldamento. Non è soggetta ad una precisa trattazione analitica;
- l'aria movimentata nella stanza è mostrata in bianco. Le condizioni nella stanza sono mantenute attraverso l'induzione dell'aria nella stanza; il movimento d'aria tra la zona stagnante e l'aria totale è lenta e uniforme. La movimentazione maggiore si verifica in prossimità della corrente d'aria totale.

Nella figura emerge che durante il raffreddamento l'aria totale viene proiettata verso il pavimento, producendo una zona stagnante vicino al soffitto; durante il riscaldamento invece, il flusso totale raggiunge il pavimento e risale verso il soffitto. Se al contrario, l'aria proiettata dal diffusore non raggiunge il pavimento, si forma una zona stagnante.

Per quanto concerne la divisione in quattro zone relative all'espansione del singolo getto [12], si ritiene che il particolare caso di canale microforato non si presti ad essere trattato dal presente modello in quanto non è possibile individuare con dovuta precisione il singolo getto. Infatti, essendo i fori molto ravvicinati, la loro interazione genera una forte interferenza delle linee di flusso, portando i getti multipli ad unirsi e

formare un unico getto appena all'uscita dal diffusore, ma con un'area globale che è la somma delle singole aree dei fori che interagiscono tra loro.

Tuttavia si può fornire un andamento qualitativo e non esaustivo della centerline velocity del getto uscente dal canale.

Basandosi sulla letteratura reperita dal manuale ASHRAE relativamente al comportamento di un singolo getto, emerge come la core zone (zona 1) non sia facilmente indagabile, comprendendo la regione iniziale che si estende per i primi 4 diametri equivalenti, ossia per i primi 2 cm; in questa zona si ha un alto valore della velocità, stimato attraverso il modello matematico trattato nel capitolo 3 essere pari a  $v_x = 11,13$  m/s.

Analoga conclusione si può trarre per la transition zone (zona 2) che comprende la regione tra i 2 e i 4 cm dal punto di immissione del getto, in cui però vi è già una diminuzione della velocità, dipendendo quest'ultima dalla radice quadrata della distanza  $x$ . Utilizzando l'equazione 4.2 con una costante  $K$  pari a 3 (ricavata dalla figura 4.1 per la categoria di pannelli forati con basso valore di free area) si stima come la centerline velocity sia compresa tra  $v_x = 4,1$  m/s ad  $x = 2$  cm e  $v_x = 2,9$  m/s ad  $x = 4$  cm, tuttavia senza una possibile validazione sperimentale.

Come già accennato, la zona di maggior interesse ingegneristico è quella relativa alla main zone (zona 3), in cui il getto entra in contatto con il volume occupato. In questa regione il flusso è turbolento completamente sviluppato e si estende da 25 fino a 100 diametri equivalenti, corrispondente alla zona del getto compresa tra 10 cm e 40 cm dal diffusore. La centerline velocity in questa zona dipende dal reciproco della distanza, per cui utilizzando l'equazione 4.4 cala da un valore  $v_x = 1,2$  m/s ad  $x = 10$  cm fino ad un valore  $v_x = 0,3$  m/s ad  $x = 40$  cm.

Infine, relativamente alla terminal zone (zona 4) non vi sono ancora studi accurati che ne predicano l'andamento della velocità e il legame di proporzionalità con la distanza dal diffusore. Tuttavia emerge come questa costituisca la zona di decadimento della velocità del getto, partendo da un valore di  $v_x = 0,3$  m/s relativo alla main zone.

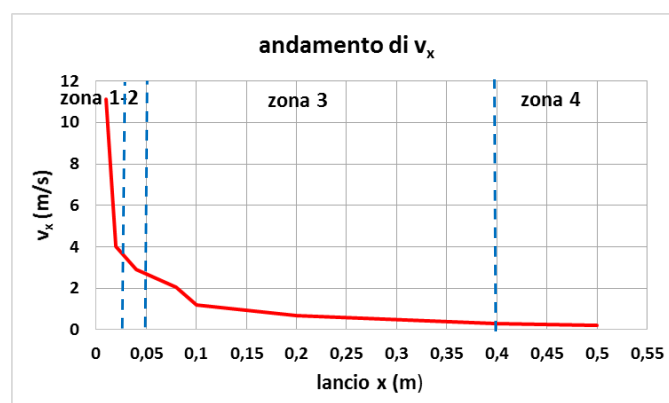


Figura 4.8 Andamento della  $v_x$  centerline velocity del getto generato dal canale microforato



---

## 5 Descrizione del Circuito sperimentale B

Nel seguente capitolo si illustrerà la teoria della similitudine attraverso la quale si è giunti al dimensionamento ed alla successiva realizzazione del modello in scala, utilizzato per la visualizzazione del campo di moto indotto da tali diffusori in ambiente attraverso il Circuito B.

Inoltre si forniranno alcuni risultati preliminari ottenuti in seguito alla realizzazione del setup sperimentale.

### 5.1 Teoria della similitudine

Attraverso la realizzazione del Circuito B si vuole visualizzare il campo di moto che si genera in un locale in cui sono inseriti i canali microforati oggetto di studio. In particolare si utilizza la teoria della similitudine per arrivare ad ottenere un modello in una scala corretta geometricamente, dinamicamente e cinematicamente rispetto al caso reale.

Grazie alle leggi della similitudine fluidodinamica è possibile studiare i fenomeni che coinvolgono il moto dei fluidi; per fare ciò, bisogna studiare caso per caso se aumentare o diminuire i contorni geometrici del sistema oggetto di studio (prototipo) nel modello che si utilizzerà. Per ragioni di convenienza o di risposta del sistema si potrà anche variare il fluido di lavoro; ovvero, avendo un fluido nel prototipo, si potrà utilizzare nel modello un fluido con diverse caratteristiche, con l'accortezza di non utilizzare un fluido non newtoniano al posto di uno newtoniano e viceversa. Nel caso in cui siano rispettate tutte le leggi della similitudine, allora si avrà la certezza che il modello studiato rispecchi esattamente i fenomeni che avvengono nel prototipo.

La similitudine che si intende mantenere è di tipo fluidodinamico; si vuole studiare il campo di moto del fluido all'interno di una stanza, limitatamente alle condizioni di immissione isoterma di aria in ambiente.

Per ottenere un modello valido bisogna innanzitutto definire una formulazione in termini adimensionali del problema, individuando le grandezze fisiche che rappresentano il caso in esame quali geometrie, grandezze cinematiche e forze che caratterizzano il prototipo. Bisogna quindi definire il modello in similitudine con il prototipo; per fare ciò si devono rispettare le seguenti similitudini [15]:

- geometrica: due corpi sono geometricamente simili se esiste una corrispondenza fra punti omologhi tra prototipo e modello, ovvero ogni

grandezza geometrica di modello e prototipo deve essere in rapporto di scala costante. Si definisce quindi la scala geometrica come:

$$\lambda = \frac{L_m}{L_p} \quad (5.1)$$

dove  $L_m$  è la grandezza del modello e  $L_p$  è la corrispondente grandezza del prototipo;

- cinematica: per soddisfare questa similitudine è necessario che, in ogni punto del modello, la velocità abbia stessa direzione e verso di quella nel prototipo. Risulta molto importante questa similitudine quando si ha la presenza di moti nel prototipo. Si definisce anche in questo caso la scala delle velocità:

$$\lambda_v = \text{costante} \quad (5.2)$$

- dinamica: si ha similitudine dinamica quando ogni forza che agisce nel modello ha stessa direzione e verso della forza che agisce nel prototipo. I moduli delle forze nel modello e il rapporto con le forze nel prototipo devono essere uguali. Si può anche affermare che la similitudine dinamica è soddisfatta se parti omologhe di modello e prototipo sono soggette a forze omologhe.

Per trovare i gruppi adimensionali di utilizzo nel problema in esame si può ricorrere al teorema di Buckingham il quale afferma che [2] se un'equazione è dimensionalmente omogenea, può venir ridotta nella forma di una relazione fra una serie completa di parametri adimensionali. Il numero di questi parametri è pari alla differenza tra il numero di entità fisiche che caratterizzano il fenomeno e il numero delle grandezze fondamentali. Può capitare che un gruppo adimensionale risulti combinazione lineare dei precedenti.

Si considera il generico modello fluidodinamico in cui si suppongono trascurabili grandezze chimiche e termiche. Il problema sarà rappresentato da un set di grandezze, quali la generica forza  $F$  (che può essere anche vista come la pressione o il gradiente delle pressioni), la lunghezza caratteristica  $L$  del sistema in esame, la velocità del fluido  $v$ , la densità  $\rho$  del fluido di utilizzo, l'accelerazione di gravità  $g$ , la viscosità dinamica  $\mu$ , la velocità del suono  $c$ , la tensione superficiale  $T$  e le caratteristiche geometriche  $\lambda_i$ . Si trascura da subito la tensione superficiale tra le grandezze del problema in quanto la sua importanza si riduce ai casi di cavitazione ed ebollizione.

Avendo poi velocità del sistema molto inferiori a quella del suono e non avendo cambi di densità significativi da parte dell'aria nel prototipo in condizioni isoterme

nell'attraversamento del canale, allora escludiamo da subito anche la velocità del suono.

Adottando queste ipotesi scriveremo che:

$$f(F, L, v, \rho, g, \mu, \lambda_i) = 0 \quad (5.3)$$

Grazie all'utilizzo del teorema di Buckingham e all'analisi dimensionale si ottengono i parametri adimensionali tipici dei sistemi fluidodinamici sotto le ipotesi sopra descritte, adottando come grandezze caratteristiche tre parametri quali lunghezza, tempo e massa. La relazione a cui si giunge è [16]:

$$\varphi\left(Eu, Re, Fr, \frac{\lambda_i}{L}\right) = 0 \quad (5.4)$$

I vari termini adimensionali presenti nell'equazione risultano [17]:

- $Eu$  numero di Eulero, che mette in relazione la forza d'inerzia con la forza di pressione:

$$Eu = \frac{F}{\rho L^2 v^2} \quad (5.5)$$

- $Re$  numero di Reynolds, che mette in relazione le forze d'inerzia con le forze viscosi:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (5.6)$$

- $Fr$  numero di Froude, che mette in relazione le forze d'inerzia con la forza peso:

$$Fr = \frac{v^2}{gL} \quad (5.7)$$

In forma esplicita la relazione sopra riportata risulta essere:

$$\frac{F}{\rho L^2 v^2} = \psi\left(\frac{\rho v D}{\mu}, \frac{v^2}{gL}, \frac{\lambda_i}{L}\right) \quad (5.8)$$

Per ottenere una similitudine completa, i gruppi adimensionali contenuti tra parentesi devono essere uguali in prototipo e modello; in particolare, l'uguaglianza tra modello e prototipo dell'ultimo termine tra parentesi afferma che è necessario rispettare la similitudine geometrica per ottenere una similitudine completa.

Nel caso in esame, le forze che prevalgono sono quelle viscosse rispetto a quelle di gravità e di pressione; la similitudine che si utilizzerà quindi nel modello è la similitudine di Reynolds, e si potrà trascurare il numero di Eulero e il numero di Froude. [18].

Si dovrà quindi garantire l'uguaglianza tra i numeri di Reynolds in prototipo e modello, come condizione necessaria per garantire la similitudine:

$$\frac{\rho_m v_m L_m}{\mu_m} = \frac{\rho_p v_p L_p}{\mu_p} \quad (5.9)$$

Esplicitando la formula precedente in termini di velocità:

$$\frac{v_m}{v_p} = \frac{\rho_p}{\rho_m} \frac{L_p}{L_m} \frac{\mu_m}{\mu_p} \quad (5.10)$$

si nota come le velocità siano inversamente proporzionali alla scala geometrica. Questa considerazione potrebbe portare a problemi significativi in fase di realizzazione del modello in similitudine.

### 5.1.1 Similitudine del Circuito B

Per il caso in esame, la teoria della similitudine è stata applicata al fine di visualizzare il campo di moto all'interno di una stanza con geometria nota in cui è posto un diffusore microforato e di cui si conoscono tutti i dati di funzionamento. Per cui, partendo dal dimensionamento di un caso reale e utilizzato comunemente in aria, è stato ricavato per similitudine il presente modello in scala.

Si è innanzitutto definita una scala geometrica:

$$\frac{L_m}{L_p} = \frac{1}{10} \quad (5.11)$$

Ogni dimensione del prototipo è quindi ridotta di dieci volte nel modello.

**Tabella 5.1 Dimensioni caratteristiche del modello in similitudine**

<b>DIMENSIONI</b>	<b>PROTOTIPO</b>	<b>MODELLO</b>
<b>Lunghezza canale [m]</b>	8	0,8
<b>Diametro canale [m]</b>	0,4	0,04
<b>Diametro fori [m]</b>	0,004	0,0004
<b>Numero di fori del canale</b>	5824	5824
<b>Distanza dal soffitto [m]</b>	0,5	0,05
<b>Lunghezza locale [m]</b>	10	1
<b>Larghezza locale [m]</b>	10	1
<b>Altezza locale [m]</b>	5	0,5

Utilizzando il medesimo fluido di lavoro impiegato nel prototipo, ovvero aria, anche nel modello, le velocità nel modello si sarebbero portate ad un valore dieci volte maggiori di quelle nel prototipo arrivando a valori di regime trans-sonici, in cui quindi coesistono zone in regime subsonico e zone in regime supersonico. Visti i limiti nell'applicazione dell'analogia di Reynolds, si è quindi scelto un differente fluido di lavoro. Come fluido di lavoro nel prototipo si utilizzerà l'acqua che ha una viscosità cinematica notevolmente ridotta rispetto all'aria.

Come temperatura, si suppone che sia l'aria che l'acqua lavorino a 293,15 K; le caratteristiche dei due fluidi alla medesima temperatura risultano essere:

**Tabella 5.2 Proprietà dei fluidi in similitudine**

<b>PROPRIETA'</b>	<b>ARIA</b>	<b>ACQUA</b>
<b>Densità [kg/m<sup>3</sup>]</b>	1,19	1001,63
<b>Viscosità dinamica [Ns]</b>	1,8117E-05	0,001

Per comprendere l'andamento delle velocità nel modello si applica la similitudine di Reynolds:

**Tabella 5.3 Fattori di scala tra le grandezze in similitudine**

<b>GRANDEZZA</b>	<b>RAPPORTO</b>	<b>FATTORI DI SCALA</b>
<b>Densità</b>	$\rho_m/\rho_p$	833,33
<b>Geometria</b>	$L_m/L_p$	0,1
<b>Viscosità</b>	$\mu_m/\mu_p$	55,40
<b>Velocità</b>	$v_m/v_p$	0,6601
<b>Pressione</b>	$p_m/p_p$	365,64
<b>Tempo</b>	$\tau_m/\tau_p$	0,151

<b>caratteristico</b>		
-----------------------	--	--

Tutte le velocità del modello saranno scalate di un valore 0,6601 rispetto a quelle del prototipo; da questi parametri è anche possibile ricavare il tempo caratteristico che rappresenta il tempo richiesto per portare a condizione di regime il sistema se questo si trova vuoto, ed è definito come il rapporto tra volume e portata volumetrica, come riportato nella seguente equazione:

$$\tau = \frac{L^3}{L^2 v} = \frac{L}{v} \quad (5.12)$$

Il numero di Reynolds, attraverso cui si è giunti alla definizione di tale similitudine, è quindi dato da:

$$Re_p = Re_m = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (5.13)$$

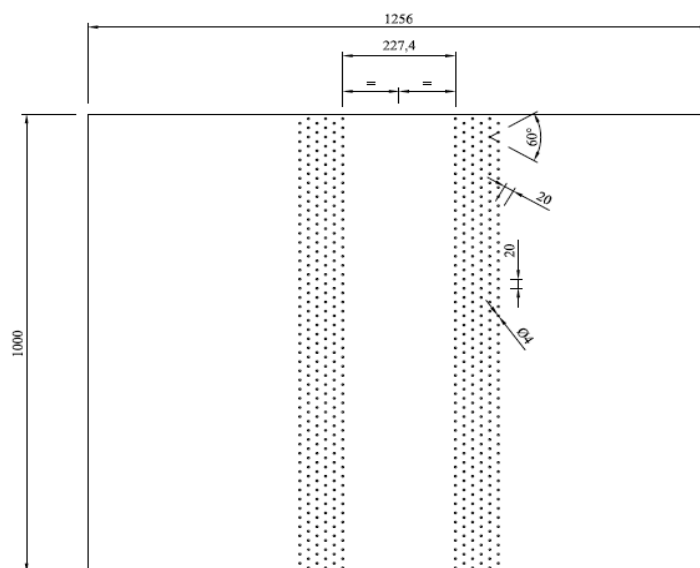
che con valore nominale di portata (16,5 m<sup>3</sup>/h) è pari a 1,45\*10<sup>5</sup> all'interno del canale, mentre vale 2,93\*10<sup>3</sup> in corrispondenza del singolo foro.

Si possono a questo punto ricavare tutti i parametri caratteristici del modello con la geometria sopra descritta ed una pressione totale ad inizio canale pari a 170 Pa.

**Tabella 5.4 Parametri caratteristici del modello in similitudine**

<b>PARAMETRI CARATTERISTICI</b>	<b>ARIA</b>	<b>ACQUA</b>
<b>Velocità di uscita dal foro [m/s]</b>	11,13	7,35
<b>Velocità a inizio canale [m/s]</b>	5,53	3,65
<b>Portata volumetrica [m<sup>3</sup>/h]</b>	2500	16,5
<b>P dinamica ad inizio canale [Pa]</b>	18	6664
<b>P statica ad inizio canale [Pa]</b>	152	55165
<b>P totale ad inizio canale [Pa]</b>	170	61829

Velocità e pressioni ad inizio canale sono state stimate utilizzando il software di calcolo Klima fornito da Klimagiell, azienda produttrice di canali microforati.



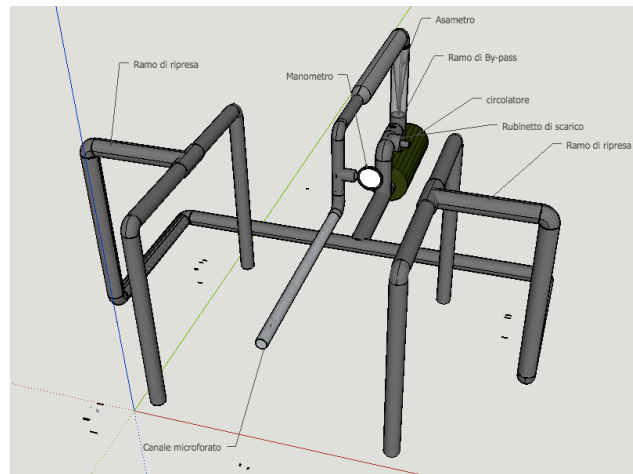
**Figura 5.1 Rappresentazione della lamiera forata del canale**

Analogamente, il numero di fori presenti su ogni lato del canale è stato stimato con l'ausilio del software Klima. I fori risultano essere disposti lungo 6 file da ciascun lato del canale con il diametro sopra riportato; questi sono disposti in modo da formare una struttura esagonale compatta, ed il passo tra ogni foro è pari a 5 volte il diametro dello stesso. Lo spessore della lamiera del canale è pari a 0,4 mm, equivalente quindi al diametro dei singoli fori.

Tale spessore è l'unico parametro geometrico del modello che non è stato possibile scalare di un opportuno fattore 10 come tutte le altre grandezze, in quanto il prototipo in aria presenta uno spessore di lamiera già molto esiguo e uguale a 0,8 mm. Come si illustrerà in seguito, il diverso rapporto che esiste tra spessore della lamiera e diametro dei fori tra prototipo e modello comporta delle differenze solamente nell'angolo di dispersione iniziale del getto, non alterando nessun altro parametro rispetto al modello in aria.

Al fine di visualizzare il campo di moto in ambiente mediante l'utilizzo di diverse geometrie e disposizioni dei fori, si utilizzeranno altri due canali con diverso diametro di fori. La lunghezza del lancio e i vortici che si genereranno in ambiente dovranno variare al variare della geometria dei fori.

## **5.2 Descrizione del circuito idraulico**



**Figura 5.2 Circuito idraulico**

Per poter effettuare le prove sul Circuito B, si sono dovute stimare le perdite di carico all'interno del circuito idraulico, in modo da poter scegliere la giusta pompa da utilizzare per ottenere la pressione voluta all'imbocco del canale microforato nella vasca che simula la stanza reale. Si sono inoltre dimensionate le riprese all'interno della vasca in modo che non alterassero il campo di moto all'interno della stessa.

Grazie alla teoria della similitudine si conosce la portata necessaria all'imbocco del canale microforato. Nota quest'ultima, è possibile dimensionare tubazioni e pompa di circolazione in modo da limitare le perdite di carico all'interno del circuito.

L'obiettivo è di mantenere le velocità all'interno dei condotti con il più basso valore possibile; le perdite di carico sono funzione del quadrato della velocità, quindi si ridurranno in questo modo anche le dissipazioni.

Si scelgono innanzitutto i diametri delle tubazioni ottimizzando ingombri e bassi valori di velocità; a valle di questa scelta è possibile calcolare le perdite di carico distribuite nei vari tratti di condotto.

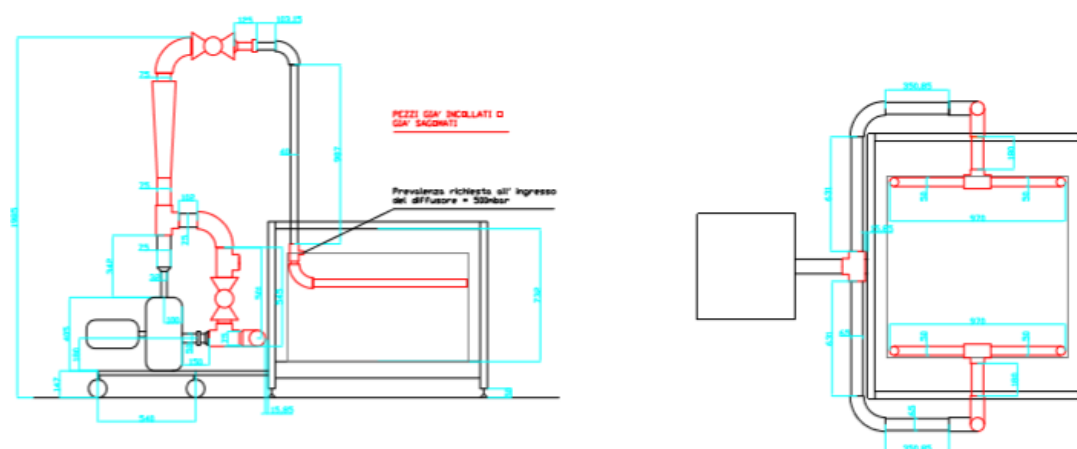
La fase di dimensionamento del Circuito B è stata svolta precedentemente al presente lavoro di tesi dall'ingegner Tavecchio [9] e non verrà qui riproposta nel dettaglio. Le perdite di carico concentrate del circuito risultano essere pari a 0,94 m.c.a. La pompa dovrà avere una prevalenza pari a 8,39 m.c.a.

La vasca formata da pareti in vetro di dimensioni  $1 \times 1 \times 0,6 \text{ m}^3$  attraverso la teoria della similitudine rappresenterà l'ambiente reale di installazione del canale microforato. Il circuito è supportato da una struttura in alluminio sulla quale poggia la vasca; le linee di aspirazione e di mandata (così come tutte le fasi di assemblaggio del circuito e del suo avviamento) sono state effettuate presso il laboratorio del Dipartimento di Energia.

Per l'alimentazione del circuito si è scelta una pompa centrifuga auto adescante modello FHE 32-160-15 dell'azienda Lowara, i cui dati tecnici sono riportati in allegato. Per la messa in opera del circuito, si è optato per tubazioni in materiale



plastico (PVC) di facile assemblaggio, e si sono costruite le linee di mandata ed aspirazione come da disegno.



**Figura 5.3 Costruttivo del Circuito B, vista laterale e vista dall'alto**

Si riporta a questo punto una breve descrizione del circuito.

### **5.2.1 Ramo di mandata**

Il ramo di mandata del circuito è costituito dal tratto che dalla pompa porta al diffusore in ambiente. La portata circolante all'interno del tratto, che si evince grazie alla teoria della similitudine è elevata; si sceglie un compromesso tra ingombro del circuito e riduzione delle perdite di carico realizzando lo stesso con tubazione rigida in PVC.

Il canale microforato del modello è invece realizzato utilizzando una lamiera di acciaio inox che si presta bene alla foratura laser con cui sono realizzati i fori da 0,4 mm, che permetteranno il passaggio dell'acqua.

Gli elementi che compongono il ramo di mandata sono:

- giunzione a T con diametro interno di 75 mm per permettere un by-pass di portata durante la regolazione;
- valvola a sfera per la regolazione della portata;
- asametro per la misurazione della portata;
- tratto di collegamento tra la pompa e il canale microforato in cui viene ridotto il diametro interno da 75 mm a 40 mm, in modo da ottenere un diametro pari a quello del diffusore stesso;
- giunzione a T con riduzione per attacco del manometro per il monitoraggio della pressione all'ingresso del diffusore.

### 5.2.1.1 Valvola a sfera

La valvola a sfera è costituita da un corpo al cui interno è presente la sfera otturatrice, collegata tramite uno stelo alla leva di azionamento. Il corpo della valvola (così come tutte le parti di cui è costituita) sono realizzate in PVC, stesso materiale di tutto il circuito idraulico. Per ridurre le perdite di carico date dal passaggio attraverso la valvola, si è scelta una valvola a passaggio pieno, ovvero con diametro interno pari a quello dei tubi a cui è collegata a monte e a valle.

Si utilizzano due di queste valvole all'interno del tratto di mandata: una subito dopo la derivazione a T prima dell'asometro per una regolazione grossolana della portata, ed una sul ramo di by-pass, in posizione normalmente chiusa o parzialmente aperta durante la regolazione; sarà totalmente aperta quando si vorrà svuotare il circuito.

### 5.2.1.2 Asometro

L'asometro è un misuratore di portata ad area variabile inserito a valle della pompa per monitorare l'effettiva portata in circolo nell'impianto. Questo misuratore si basa sul principio di Bernoulli per il suo funzionamento ed è costituito da un corpo trasparente conico e graduato, all'interno del quale vi è un corpo mobile denominato rocchetto o galleggiante. Il corpo mobile all'interno del tubo ha un diametro di poco inferiore all'area minima del corpo fermo. Il flusso attraverserà lo strumento dal basso verso l'alto, facendo così spostare il galleggiante che si fermerà al valore della portata che lo sta attraversando.

La portata che deve circolare nell'impianto sarà di 16,5 m<sup>3</sup>/h. Si è scelto quindi un asometro con scala di misura da 3 a 30 m<sup>3</sup>/h, modello M350, marca FRANK la cui scheda tecnica è in allegato B; la percentuale rispetto alla portata totale sarà quindi del 55% circa. Con questa percentuale di portata che attraversa lo strumento di misura si riscontra un errore della misura pari al 4,835 % e un errore limite nella misura pari al 2,7%, valori ritenuti accettabili per la presente applicazione.

Grazie all'introduzione di questo strumento di misura a valle della pompa e del ramo di by-pass, è possibile visualizzare la portata circolante e quindi modularla nel caso si discosti dal valore di set.

Se la portata misurata è superiore a quella richiesta per la prova, allora si apriranno manualmente le valvole a sfera consentendo il passaggio di una parte della portata nel ramo di by-pass e riportando il valore a quello richiesto. Nel caso in cui la portata misurata grazie al flussimetro sia inferiore rispetto a quella necessaria all'effettuazione della prova, si chiuderà il ramo di by-pass manualmente.

### 5.2.1.3 Manometro

Il manometro utilizzato si presta a misurare la pressione all'inizio del canale di prova. La pressione che si misurerà con lo strumento sarà maggiore di quella che si avrà all'effettivo imbocco del canale microforato, in quanto il fluido incontrerà una ulteriore perdita di carico data dalla curva che precede l'ingresso al diffusore.

La pressione che si deve misurare all'imbocco del canale microforato è ottenuta grazie alla teoria della similitudine sulle velocità:

- pressione statica: 55165 Pa;
- pressione dinamica: 6664 Pa;
- pressione totale: 61829 Pa.

Si sceglie quindi un manometro con scala da 0 a 3 bar.

### 5.2.2 Ramo di ripresa

Il ramo di ripresa è costituito da quella parte di canali che servono al trasporto dell'acqua dalla vasca al circolatore. Le quattro riprese sono state dimensionate in modo tale che la velocità con cui il fluido viene ripreso dalla vasca sia di 1,5 m/s, per evitare un'interazione tra il campo di moto generato dalle riprese e quello che si vuole studiare all'interno dell'apparato di prova.

La geometria delle riprese e il loro relativo dimensionamento sono riportati in tabella:

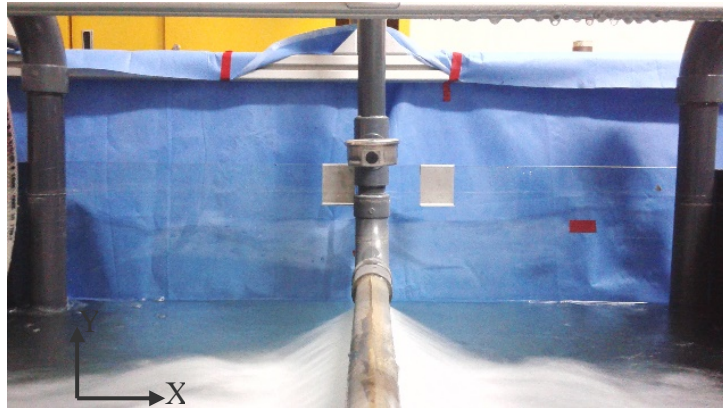
**Tabella 5.5 Geometria delle riprese**

<b>GRANDEZZA</b>	<b>VALORE</b>
<b>Numero di riprese</b>	4
<b>Portata per ogni ripresa [m<sup>3</sup>/h]</b>	4,12
<b>Velocità imposta [m/s]</b>	1,5
<b>Area necessaria [m<sup>2</sup>]</b>	0,00076
<b>Diametro dei fori sulla ripresa [mm]</b>	4
<b>Numero di fori necessari</b>	61
<b>Passo tra i fori [mm]</b>	14
<b>Diametro ripresa [mm]</b>	50
<b>Lunghezza ripresa [mm]</b>	110
<b>Numero di fori per ogni fila</b>	8
<b>Numero di file necessarie</b>	9

## 5.3 Osservazioni preliminari sul modello in scala

In seguito alla realizzazione del Circuito B e all'avviamento del sistema di distribuzione, emergono fin da subito importanti considerazioni, seppur in modo qualitativo.

Per quanto riguarda l'angolo di dispersione nella parte iniziale del getto, emerge come questo vari per le diverse file di fori: per le file inferiori rispetto alla mezzeria del canale con un angolo di circa  $20^\circ$ , mentre per le file superiori fino ad un angolo di circa  $40^\circ$ .



**Figura 5.4 Visualizzazione dei getti principali del diffusore, vista dall'alto**



**Figura 5.5 Visualizzazione dei getti principali del diffusore, vista frontale**

Come si può notare dalla figura 5.4, questa considerazione fatta sull'angolo di dispersione del getto vale nel momento in cui il sistema di distribuzione viene posto al di sopra del pelo libero dell'acqua; in questa situazione l'angolo risulta ampio, essendo influenzato maggiormente dalla gravità e dalla diversa densità dei due fluidi aria-acqua.

Nel momento in cui, invece, il diffusore viene immerso completamente nel fluido di lavoro, così come accade in una situazione reale di funzionamento, si nota come l'effetto induttivo generato dall'interazione con il fluido ambiente influenzi i singoli getti, portandoli a coalescere tra loro in un unico getto centrale e formando un angolo

compreso tra i  $10^\circ$  e i  $15^\circ$ , concorde a quanto emerge dall'immissione attraverso aperture multiple che tendono ad interferire tra di loro [12].

Successivamente il getto principale si sposta radialmente verso le pareti laterali dell'acquario, formando dei flussi secondari e due vortici controrotanti che risalgono e si mescolano con l'acqua ambiente.

Da queste prime osservazioni si può notare come l'acqua raggiunga tutte le diverse regioni dell'ambiente, andando in un primo momento a coinvolgere la parte bassa nella zona relativa al volume occupato dalle persone, per poi in seguito, tramite l'alta induzione del sistema, richiamare l'acqua ambiente nelle zone laterali e in prossimità del soffitto della stanza. Da questa prima analisi qualitativa, quindi, non sembrano esserci zone stagnanti all'interno della stanza.

Dal modello in scala risulta evidente la presenza di una forte componente 3D nella quasi totalità dell'acquario, fenomeno principalmente dovuto a:

- curva a  $90^\circ$  in corrispondenza dell'imbocco del canale all'ingresso dell'acquario, la quale comporta uno sviluppo del distributore a partire da 18 cm dall'inizio della vasca, per arrivare fino in prossimità della superficie vetrata anteriore a 98 cm;
- orientazione del flusso non solo contenuto in un piano 2D, ma affetto anche da un trasporto di fluido lungo l'asse del canale all'interno dello stesso.

Questo effetto tridimensionale appare visivamente sul pelo libero dell'acqua in assenza di piastre di copertura, in cui parte della massa di acqua risale dal fondo della vasca e arriva verso l'imbocco del canale.

In seguito al posizionamento delle piastre di copertura viene ricreata la condizione di non scorrimento a parete, ponendo il pelo libero dell'acqua direttamente a contatto con le piastre di acciaio inox che simulano il soffitto della stanza. In un secondo momento si ritiene interessante porre il diffusore a contatto con tali piastre, per simulare un condotto ancorato al soffitto della stanza e confrontarlo con la situazione precedente.

Infine, se da quanto emerge dal modello matematico fatto in aria (ed illustrato nel capitolo 3) l'angolo di uscita  $\alpha$  rispetto alla velocità ortogonale al canale risultava compreso tra  $45^\circ$  ad inizio canale per arrivare all'incirca a  $90^\circ$  alla fine dello stesso, per il Circuito sperimentale B si evince che già all'imbocco l'angolo di uscita parte da  $65^\circ$ , per poi man mano aumentare e giungere vicino ai  $90^\circ$  all'estremità, coerentemente con la diminuzione della velocità assiale nel canale e il corrispondente aumento della velocità ortogonale.

L'aumento dell'angolo di uscita ad inizio canale, in disaccordo con le ipotesi del modello matematico proposto nel capitolo 3, si pensa possa essere dovuto principalmente alla mancata corrispondenza dello spessore della lamiera del diffusore

rispetto al prototipo reale in aria. Proprio l'ispessimento della lamiera contribuisce a deviare maggiormente l'acqua in uscita dai fori, facendola uscire dai fori non più a  $45^\circ$  ma a  $65^\circ$ .



**Figura 5.6** Diffusore operante in aria e visualizzazione dell'angolo di uscita, vista dall'alto

In sintesi emerge che lo studio del comportamento del flusso in uscita dai fori, e quindi dell'angolo di uscita dell'acqua in prossimità del canale, non risulti di facile trattazione comprendendo una regione molto limitata del getto; si ritiene invece più significativo andare ad acquisire immagini attraverso una strumentazione PIV in istanti successivi all'iniezione del getto iniziale, prima in un campo ristretto vicino al diffusore, e poi in seguito comprendere una regione più ampia che coinvolga anche la parte del volume occupato sottostante il canale, per vedere come le velocità arrivano nella zona 3 e calcolare il rapporto di induzione che coinvolge l'intero acquario.

Interessante sarà anche analizzare le differenze nella modalità di diffusione tra il caso base operante con il sistema alla portata di riferimento, e su cui è stato dimensionato il modello, e i vari punti di funzionamento dell'impianto, nonché testare altri canali di prova con diversa forometria.

---

## 6 Analisi del campo di moto nel modello in scala

In questo capitolo si tratteranno brevemente i diversi metodi usati per la visualizzazione dei flussi dell'aria indoor, per poi passare nel dettaglio alla descrizione della tecnica di visualizzazione delle velocità che sarà utilizzata nel presente lavoro e nota come PIV (Particle Image Velocimetry).

In seguito verrà esposta la metodologia usata per l'acquisizione e l'elaborazione delle immagini, concludendo con la presentazione dei principali risultati sperimentali ottenuti.

### 6.1 Principali tecniche di misura dei flussi d'aria indoor

Nella letteratura sono presenti diverse trattazioni sperimentali riguardanti lo studio dei flussi d'aria all'interno di una stanza; le misure comprendono luoghi condizionati tramite ventilazione sia meccanica che naturale e a differenti altezze del volume convenzionalmente occupato. Molti di questi studi vengono eseguiti per comparazione con risultati numerici attraverso tecniche CFD (Computational Fluid Dynamics), ma spesso vengono utilizzati anche modelli o prototipi in scala rispetto all'ambiente reale. Inizialmente vennero studiati solo casi 2D in campo isoterma, e poi successivamente si ampliò il campo di indagine anche a casi 3D e non isotermi.

Attraverso campagne di misure su scala reale si possono ricavare le caratteristiche del flusso dell'aria nella stanza per definire le specifiche per la tecnica di misura.

Una prima classificazione delle tecniche disponibili per effettuare le misure viene fatta distinguendo i principi operativi [14]:

- visualizzazione: tecniche che rendono visibile per l'occhio umano il modello di flusso; con le immagini registrate, che rappresentano l'andamento del flusso d'aria, è possibile ottenere informazioni quantitative. Esempi: fumogeni o bolle di sapone riempite con elio;
- trasferimento di calore: sono tecniche basate sul trasferimento di energia termica da una sorgente calda al flusso d'aria; la quantità di energia trasferita è una misura della velocità puntuale. Esempio: anemometro a filo caldo;
- tempo di volo: in queste tecniche viene misurato l'intervallo di tempo tra l'iniezione del tracciante e il suo abbattimento, oppure si rileva lo spostamento del tracciante durante un intervallo temporale; possono essere usati come

tracciante ioni, particelle, impulsi sonori o di calore. Esempi: anemometro sonico e PTV (Particle Tracking Velocimetry);

- energia cinetica: l'energia cinetica viene trasformata in una differenza di pressione, che è una misura della velocità del fluido. Esempi: anemometro e tubo di Pitot;
- effetto Doppler: le velocità sono determinate dai cambi nella propagazione delle radiazioni elettromagnetiche attraverso il fluido; le radiazioni sono diffuse dalle particelle di fluido causando uno spostamento della frequenza nell'onda emessa. Esempi: LDA (Laser-Doppler Anemometry).
- simulazione numerica CFD: attraverso la modellazione del problema oggetto di studio, si analizza in maniera virtuale la dinamica dei flussi attraverso stati stazionari e non stazionari, imponendo una serie di equazioni costitutive del sistema che vengono in seguito applicate per ogni volumetto finito in cui è suddiviso l'ambiente.

Date le dimensioni del sensore, le condizioni fisiche al contorno, il range di flusso e l'accuratezza, si può determinare una tecnica idonea tra queste elencate combinando le varie specifiche richieste. Il flusso dell'aria indoor presenta uno studio non semplice per molte di queste tecniche, per la presenza di basse velocità accomunate da una corrispettiva alta intensità di turbolenza. La valutazione del flusso d'aria è basata sulla stima delle caratteristiche del flusso; sono requisiti importanti la distorsione spaziale, temporale e dinamica, ad esempio:

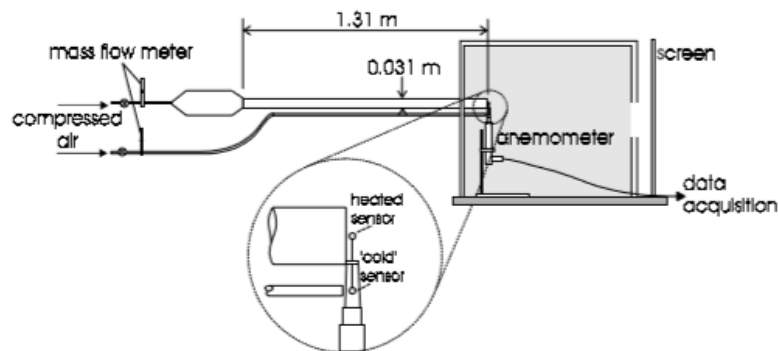
- risposta in frequenza, range di sensitività (anche per temperatura e umidità);
- disturbi meccanici o termici sul flusso;
- calibrazione e comoda applicabilità.

In seguito viene riportata una breve descrizione e i principali vantaggi/svantaggi nell'uso delle principali tecniche impiegate.

### 6.1.1 Anemometro a sfera calda

L'anemometro a sfera calda è una tecnica basata sul trasferimento del calore ed è utilizzato spesso per la misura quantitativa dei flussi d'aria indoor. E' costituito da un sensore sottile metallico a filo caldo che viene scaldato attraverso corrente elettrica; il passaggio del fluido raffredda il sensore, soprattutto per convezione, e cambia la resistenza elettrica del filo. Questa tecnica permette, quindi, di ricavare in maniera indiretta la velocità attraverso la perdita di calore per convezione con l'aria.





**Figura 6.1 Esempio di misura tramite anemometro a sfera calda [14]**

Poiché esiste una correlazione tra la velocità del fluido e il voltaggio rilevato, dovuto alla resistenza elettrica del film di nickel nel sensore, è opportuna una regolare calibrazione per avere un corretto funzionamento.

Tale strumento comporta un aumento della sensibilità con una diminuzione della velocità ed è una tecnica facilmente applicabile. Gli svantaggi, tuttavia, sono la misura onnidirezionale, un surriscaldamento del sensore, una bassa accuratezza (da 30% per  $v = 0,05$  m/s a 10% per  $v = 0,25$  m/s) e una regolare calibrazione dello strumento [14].

### **6.1.2 LDA (Laser Doppler Anemometry)**

Il LDA è un misuratore puntuale di velocità basato sul fenomeno dell'interferenza e sull'effetto Doppler. Il tipo di radiazione elettromagnetica utilizzata è la luce laser. Lo strumento è costituito da una sorgente laser che produce un fascio coerente che viene sdoppiato da un cristallo birifrangente con due indici di rifrazione, in modo da avere a disposizione due fasci coerenti. Uno dei due fasci subisce uno shift in frequenza (cioè viene portato ad una frequenza pari a 40 MHz) passando in una cella di Bragg; infine i due raggi passano in una lente convergente che focalizza entrambi i fasci in un punto interno al condotto in cui si vuole misurare la velocità del fluido [19]

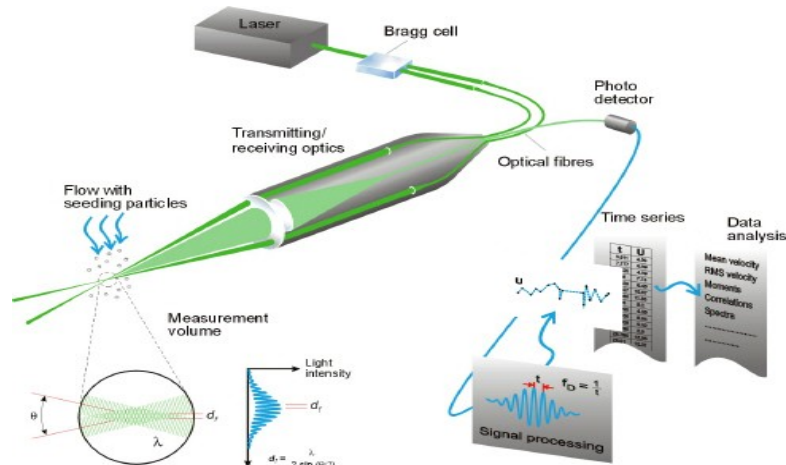


Figura 6.2 Metodo di funzionamento della tecnica di misura LDA [20]

Nel punto di intersezione si hanno fenomeni di interferenza dati dalla presenza di frange chiare e frange scure alternate tra loro. Se il tubo in cui transita il fluido è trasparente alla luce laser, le particelle fotoluminescenti contenute nel fluido passano attraverso una frangia chiara, generando così un impulso luminoso; quando invece le particelle attraversano la frangia scura, non creano segnale. Attraverso poi un trasduttore fotonico-elettronico detto fotomoltiplicatore, si trasformano gli impulsi luminosi in impulsi elettrici. Se, utilizzando un opportuno gruppo di lenti, si focalizza il fotomoltiplicatore nel punto in cui i due fasci laser si incontrano, possiamo misurare il tempo  $\Delta t$  fra due distinti impulsi luminosi emessi dalla particella fotoluminescente e quindi ricavarne la velocità in maniera indiretta.

Quando il fluido è in movimento si ha l'effetto Doppler dovuto al contemporaneo movimento sia del fluido che delle frange, attraverso la frequenza  $\nu$  di emissione degli impulsi luminosi dovuti alle particelle. Dalla misura di  $\nu$  si riesce a risalire alla velocità  $v$  del fluido in quanto essa è proporzionale a  $\nu$ . Più precisamente, una volta nota la distanza  $d$  tra due frange di interferenza, la velocità è data da:

$$v = d \cdot \nu \quad (6.1)$$

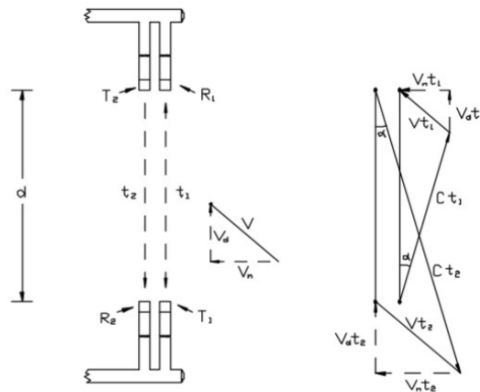
Questo metodo di misura restituisce informazioni più accurate e veritiere sulla velocità e sulle caratteristiche della turbolenza del flusso in una o più direzioni.

Tuttavia risulta meno comoda per misure estese sui flussi dell'aria in ambiente, poiché è un dispositivo di misura puntuale e già solo un singolo LDA richiede cospicui investimenti, nonché l'utilizzo di fluidi trasparenti dove è possibile introdurre particelle fotoluminescenti.

### 6.1.3 Anemometro sonico e PTV (Particle Tracking Velocimetry)

Il tempo di volo è una tecnica in genere usata con anemometro sonico; questo strumento misura le componenti istantanee di velocità e temperatura dell'aria tramite il tempo di arrivo di un segnale acustico che viene trasmesso lungo un percorso fissato. In particolare, tale anemometro sonico è costituito da un apparato sensibile montato su un'asta e costituito da coppie di trasduttori ultrasonici; ciascuna coppia di trasduttori agisce alternativamente come trasmettitore e ricevitore, inviando in entrambi i versi degli impulsi ultrasonici ad alta frequenza.

Eseguendo contemporaneamente due misure lungo due assi disposti a 90°, si possono ricavare le due componenti  $v_x$  e  $v_y$  del vettore velocità, dalle quali si ricavano modulo e direzione.



**Figura 6.3 Principio di funzionamento anemometro sonico (T trasmettitore, R ricevitore)**

Infine è anche possibile ricavare la temperatura dell'aria, che è legata alla velocità del suono  $c$  tramite la seguente formula:

$$c^2 = \frac{c_{pa}}{c_{va}} R T_v \quad (6.2)$$

con  $c_{pa}$  e  $c_{va}$  calore specifico a pressione e volume costante dell'aria umida,  $R$  costante dei gas ( $287 \text{ J/kgK}^{-1}$ ) e  $T_v$  temperatura virtuale.

Risulta quindi una tecnica di misura diretta che permette di individuare velocità dell'aria molto basse; tuttavia, la velocità è mediata nello spazio e può essere trovata una limitazione nella risposta dinamica.

La visualizzazione del flusso con l'utilizzo di fumogeni può fornire informazioni estese sul modello del flusso, nella maggior parte dei casi senza troppa fatica. Le tecniche di visualizzazione spesso sono anche usate come base per risultati ottenuti da altre tecniche; informazioni quantitative possono per esempio derivare dalla



sovrapponendo diversi piani illuminati tra di loro. Infine a causa della risoluzione della telecamera e i requisiti per avere delle immagini accurate delle particelle traccianti, il piano oggetto risulta al massimo  $0,5 \times 0,5 \text{ m}^2$  usando bolle d'elio [14].

Quindi miglioramenti sono necessari soprattutto per quanto riguarda l'applicazione e la produzione corretta di particelle traccianti.

#### **6.1.4 CFD (Computational Fluid Dynamics)**

La fluidodinamica computazionale CFD è una tecnica per la simulazione, lo studio, l'analisi e la predizione dei flussi e del trasferimento di calore in spazi finiti. Questo approccio si basa sulle equazioni che governano il comportamento fisico del sistema di moto, sotto le ipotesi di conservazione della massa, della quantità di moto, dell'energia termica e delle specie, sia localmente che globalmente all'interno del modello.

In genere tali equazioni si presentano sotto forma di equazioni differenziali non lineari legando tra loro velocità, pressione, temperatura e alcune grandezze scalari variabili nel tempo e nello spazio. Le condizioni iniziali e al contorno sono specifiche per ogni dominio, e vengono utilizzati metodi numerici ad esempio con analisi alle differenze finite o analisi agli elementi finiti per risolvere suddette equazioni.

Il dominio spaziale è diviso (discretizzato) in celle o elementi che definiscono i punti nodali in cui poi le equazioni verranno risolte per ognuna di esse. Dopo la risoluzione delle equazioni, le variabili dipendenti (velocità, pressione, temperatura e scalari) sono utilizzabili ai nodi.

L'analisi CFD quindi può essere applicata ad una varietà di casi come ad esempio presenza di flussi entranti/uscenti da una stanza, velocità richieste per le performance di un sistema, determinazione di un modello di flusso, distribuzione di temperatura in ambiente, movimento di contaminanti presenti.

Nelle tecniche di simulazione numerica attraverso CFD vengono rappresentate sia modelli semplificati di ambienti fisici, sia modelli in scala reale. Tali modelli numerici sono stati formulati per permettere lo studio delle caratteristiche stazionarie e in transitorio per un modello di flusso dell'aria, con particolare attenzione sull'uso energetico, il comfort termico e la qualità dell'aria (IAQ, Indoor Air Quality). Modelli semi-empirici per getti isotermini e non isotermini permettono il calcolo del getto esteso all'interno della stanza.

Tra i principali vantaggi del CFD vi è ad esempio la possibilità di testare differenti layout in modo virtuale senza costruire il reale sistema fisico, introducendo con un software di calcolo le sorgenti, gli ostacoli, i contaminanti presenti. Tuttavia, trattandosi appunto di una simulazione attraverso una rappresentazione del caso reale, si è vincolati a specifici valori di input da imporre per l'esistenza della fisica del

modello, dipendenti dal comportamento del fluido che si vuole andare ad analizzare; la simulazione quindi dipende fortemente dal modello numerico utilizzato e dalle condizioni al contorno [14].

Il punto iniziale per l'analisi del flusso in una stanza è la creazione di un modello geometrico; le relazioni spaziali tra gli oggetti presenti nell'ambiente come pareti e finestre vengono rappresentate in maniera stilizzata, ma al tempo stesso in maniera realistica per non compromettere l'accuratezza del modello [21].

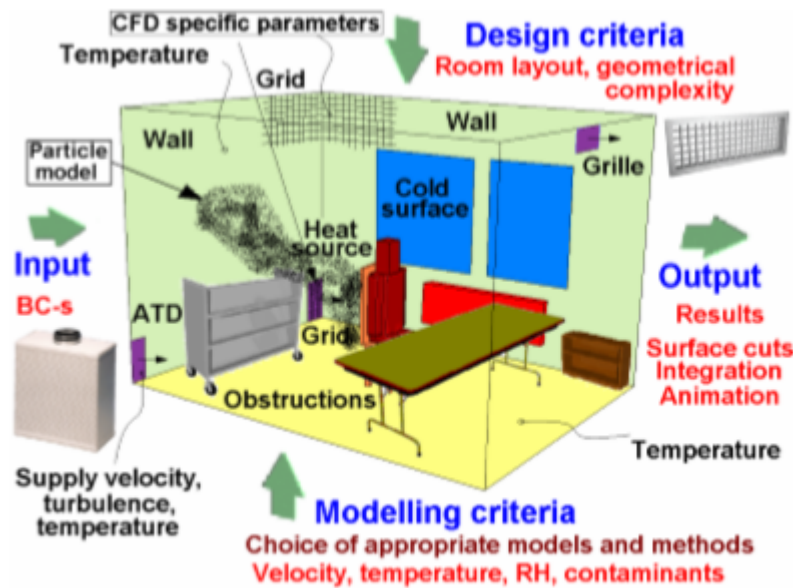


Figura 6.5 Esempio di un modello di base per simulazione CFD [21]

Le sorgenti interne di calore, come i terminali e le persone, generano flussi d'aria prodotti dal gradiente termico e costituiscono una parte cruciale per le caratteristiche dell'aria indoor; in particolare è importante rappresentare correttamente il corpo umano per modellizzare l'esposizione dei contaminanti e del clima sulle persone. Viene inoltre modellizzata la generazione e le sorgenti di particelle contaminanti nella stanza, le aperture dei terminali di mandata e di ripresa dell'aria.

Un elemento principale per la simulazione è la mesh o griglia in cui viene suddiviso il volume di controllo e su cui viene applicato il metodo di calcolo, poiché la simulazione del flusso di aria richiede la semplificazione del problema attraverso la discretizzazione nello spazio e nel tempo. Il dominio è quindi suddiviso in un numero finito di volumetti di controllo che corrispondono ad un punto della griglia; su ognuno di questi punti vengono risolte le equazioni imposte dal modello attraverso metodi differenziali e poi riportate a valori discreti.

Nel modello numerico 3D si impongono quindi le equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto; per flussi che comportano anche trasferimento di calore, viene risolta in aggiunta l'equazione di conservazione dell'energia, e infine se il flusso è turbolento si risolvono altre equazioni che rappresentano il trasporto

turbolento dell'aria (tramite il modello k- $\epsilon$ ); tali equazioni formano la base per questo genere di modelli e servono per il calcolo delle caratteristiche del flusso, specialmente per quanto riguarda il flusso convettivo da sorgenti di calore, il gradiente termico verticale e la distribuzione di contaminanti. L'applicabilità di relazioni semi-empiriche tuttavia è molto ristretto; per ulteriori informazioni sul campo di moto devono essere risolte le equazioni di Navier-Stokes. In CFD le equazioni vengono poi discretizzate per poter risolvere il campo di moto in maniera numerica.

Se la griglia non è stata realizzata in modo accurato non vi è un corretto calcolo delle equazioni e quindi si generano errori; la struttura di base della griglia deve quindi essere studiata in modo accurato, soprattutto in prossimità delle sorgenti e dei contorni solidi. Griglie con struttura cartesiana vengono spesso usate per rappresentare il problema oggetto di studio, ma talvolta vengono impiegate anche griglie non uniformi. Successivi miglioramenti nella mesh di calcolo possono esser fatti in maniera graduale andando ad infittire le maglie della rete laddove viene ritenuto necessario.

In conclusione, sviluppi recenti di modellazione matematica e numerica di flussi turbolenti permettono una simulazione al problema per il flusso dell'aria indoor; tuttavia sono disponibili solo un numero limitato di validazioni del campo di moto per la valutazione dei modelli numerici proposti.

## **6.2 PIV (Particle Image Velocimetry)**

Negli ultimi decenni grazie al continuo progredire dei settori di ottica, elettronica ed informatica, nonché grazie al continuo miglioramento delle apparecchiature video, si è giunti allo sviluppo di una nuova tecnica per la visualizzazione qualitativa dei flussi e la misura quantitativa dei campi di velocità istantanea (il termine “istantanea” è in realtà improprio: come si comprenderà nel corso della trattazione, quella misurata è in realtà la velocità media relativa ad un intervallo di tempo molto ridotto, corrispondente al  $\Delta t$  tra l'acquisizione di due immagini a singola esposizione molto ravvicinate).

Questa tecnica, utilizzata per la visualizzazione del campo di moto del circuito in esame, prende il nome di PIV (Particle Image Velocimetry) [22] [23] [24] [25] [26].

Le comuni tecniche utilizzate per conoscere la velocità di un flusso, quali l'anemometria a filo caldo o l'utilizzo di tubi di Pitot, utilizzano sonde intrusive; al contrario la tecnica PIV, che si basa su metodi ottici, risulta essere una tecnica non intrusiva e consente di ottenere misure di velocità anche nei flussi con velocità elevate.

Altra fondamentale differenza tra la tecnica PIV e gli altri strumenti di visualizzazione della velocità è che la PIV fornisce la misura della velocità in una

estesa superficie del campo di flusso, fornendo la misura di mille o più vettori nel medesimo istante di tempo, permettendo la visualizzazione nel piano considerato di vortici anche nei moti non stazionari.

La maggior parte delle tecniche per la misurazione del campo di moto permettono l'acquisizione della velocità di un singolo punto, sebbene in molti casi con una grande risoluzione temporale. La risoluzione spaziale della PIV è grande, ma allo stesso tempo quella temporale, data dalla frequenza dei singoli fotogrammi, è limitata alle restrizioni imposte dalla tecnologia esistente. Grazie al recente sviluppo di laser ad alta velocità e camere digitali si è risolto il problema temporale nello studio dei liquidi e di flussi a basse velocità.

Altra caratteristica della PIV è la ripetibilità della misura: tutte le informazioni sul campo di velocità sono acquisite nel tempo di registrazione. In questo modo le registrazioni PIV possono essere facilmente utilizzate per la valutazione e il post-processing con differenti tecniche di impiego. Le informazioni sul campo di velocità, contenute completamente nelle registrazioni PIV, possono essere inoltre utilizzate successivamente in maniera differente da quella originariamente pianificata, senza dover ripetere gli esperimenti.

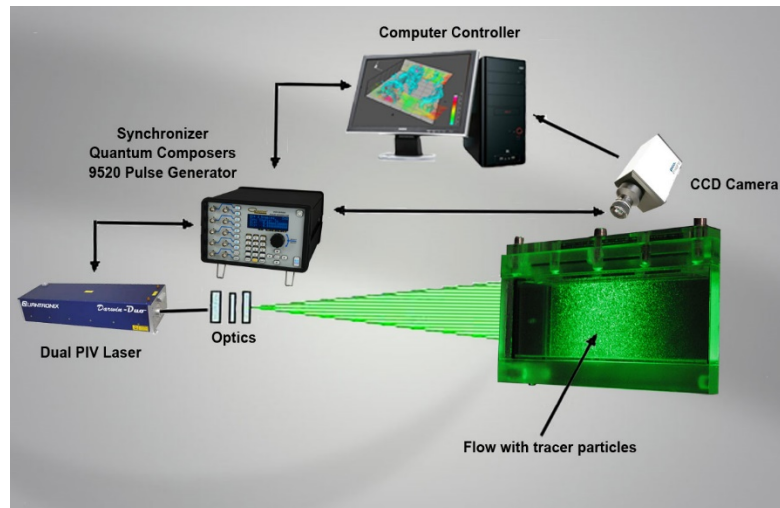
### 6.2.1 Caratteristiche di base della PIV

L'apparato per effettuare questo tipo di misurazioni è costituito da diversi sottosistemi che cooperano al fine di ottenere per il piano illuminato la misura e la visualizzazione delle velocità in uscita dal canale microforato di prova.

La strumentazione necessaria per la PIV è costituita da:

- una sorgente di illuminazione ad alta potenza (laser);
- un sistema di lenti cilindriche che trasformano il raggio laser in una lama di luce;
- un tracciante con cui inseminare il fluido che non dovrà subire variazioni chimiche una volta in contatto con il fluido disperdente, né essere corrosivo o abrasivo;
- una o più telecamere ad alta risoluzione;
- un acquisitore ed elaboratore di immagini che sincronizzi laser e telecamere;
- un programma di elaborazione immagini.





**Figura 6.6** Tipica strumentazione per tecnica di visualizzazione PIV [20]

Il metodo di funzionamento della PIV è basato sul rilevamento e l'analisi dello spostamento compiuto dalle particelle di tracciante in sospensione nel flusso fluido che si vuole caratterizzare. Al flusso circolante nell'apparato di prova sono aggiunte infatti delle particelle traccianti che lo seguiranno grazie alla densità apparente il più vicino possibile a quella del fluido ed alle piccole dimensioni.

La corrente fluida viene illuminata per mezzo di una sorgente di luce pulsante, costituita da un laser in grado di creare una serie di doppi impulsi separati da un intervallo di tempo molto breve (dell'ordine dei  $\mu s$ , ma variabili a seconda delle velocità caratteristiche del sistema). Il fascio laser è trasformato in una lama luminosa grazie ad un sistema di ottiche, in modo tale da illuminare un piano caratteristico del campo di moto oggetto di studio. Una telecamera digitale, posizionata perpendicolarmente al piano illuminato dalla lama laser, raccoglie la luce diffusa dalle particelle insemi nanti, e, se la durata dei due impulsi è sufficientemente breve, si è in grado di registrare su due fotogrammi la posizione delle particelle nei due istanti successivi corrispondenti ai due impulsi.

Le immagini delle particelle vengono acquisite in tempo reale sulla memoria di un computer. Si devono poi elaborare le immagini che dovranno in seguito subire una post elaborazione.

Qualora si voglia ottenere un campo di moto medio che caratterizzi la fluidodinamica del flusso, occorrerà eseguire una campagna di acquisizioni di alcune centinaia di coppie di immagini e mediare le mappe vettoriali ricavate da ogni singola elaborazione al fine di ottenere un'indipendenza statistica delle misure. La visualizzazione del vettore velocità si ottiene, quindi, in maniera indiretta utilizzando l'intervallo di tempo tra i due impulsi successivi.

Si descrivono di seguito più nel dettaglio i componenti del sistema PIV e i diversi aspetti relativi all'acquisizione delle immagini e alla loro elaborazione (consistente in operazioni di processing e post-processing).

Se si vuole ottenere una visualizzazione di tipo qualitativo del flusso, allora la densità di particelle presenti nella sezione da esaminare può non essere omogenea; anzi a volte si ricorre ad una maggiore concentrazione di tracciante nella zona di interesse andando a marcare un tubo di corrente. Per una misura quantitativa è invece necessario che la densità delle particelle presenti nel piano di misura sia quanto più possibile costante ed uniformemente distribuita in tutto il flusso.

Un limite della PIV è inoltre dato da flussi che hanno una forte componente tridimensionale; in questo caso infatti la tecnica PIV non è in grado di fornire la terza componente. Se quest'ultima è molto importante nel moto, allora si potrebbero riscontrare grossi errori anche nelle altre due componenti visualizzate nel piano, a causa di errori prospettici. Per ovviare a questo limite, si può fare ricorso alla PIV stereoscopica, utilizzando una coppia di telecamere per l'acquisizione delle immagini che consente quindi di visualizzare le velocità da prospettive diverse ed ottenere tutte e tre le componenti di velocità ricercate.

Nella seguente trattazione si analizzerà il campo di moto bidimensionale del canale microforato andando ad utilizzare una sola telecamera, in quanto la terza componente ortogonale al piano laser è stata ritenuta di minore importanza rispetto al moto principale generato dal diffusore e giacente sul piano laser.

### 6.2.2 Strumentazione del Circuito B

Il circuito idraulico descritto nel capitolo precedente ha la funzione di alimentare il canale microforato da testare all'interno della vasca di prova. Grazie alla visualizzazione del campo di moto all'interno della vasca sarà possibile comprendere il comportamento dell'aria ambiente (simulata nel modello in scala con acqua) nel caso di ventilazione per mezzo di canali microforati.

In particolare, zoomando nell'intorno del canale si vorrà visualizzare il moto dell'aria innanzitutto all'uscita dai fori, e successivamente quello indotto dall'aria in uscita dai fori nell'intorno del canale stesso.

La visualizzazione del campo di moto e la successiva acquisizione dei dati sulle velocità permetterà di stabilire il corretto posizionamento dei fori sul canale, il passo ed il numero degli stessi fori per ottenere la migliore miscelazione possibile in ambiente, concentrandosi in particolare su ambienti di elevate dimensioni in cui con altri metodi sarebbe di difficile realizzazione la ventilazione.

Per mezzo di questo circuito si è studiato solamente il caso di immissione di aria isoterma.

#### 6.2.2.1 Laser

Di fondamentale importanza per la visualizzazione del campo di moto è il laser.

Il laser è utilizzato nelle tecniche PIV grazie alla sua caratteristica di emettere luce monocromatica e coerente ad alta potenza e concentrata in brevi impulsi. Grazie all'illuminazione delle particelle mediante laser è possibile visualizzare e fotografare il tracciante che rifletterà parte della luce incidente su di esse. In generale, il laser ha una distribuzione gaussiana di intensità con picco sull'asse, con le principali caratteristiche di avere un piccolo angolo di divergenza, la massima coerenza spaziale nonché la possibilità di essere focalizzato in uno spot molto piccolo.

La lama laser ha il compito di illuminare esclusivamente la regione piana della quale si è interessati ad acquisire il campo di moto, e deve avere le seguenti caratteristiche:

- intensità elevata e quanto più possibile uniforme, in modo che la luce diffusa dalle particelle traccianti sia acquisibile dalla telecamera;
- spessore costante su tutto il piano di misura;
- essere sottile rispetto alla profondità di campo dell'obiettivo della fotocamera, in modo da garantire la messa a fuoco delle particelle ineliminanti sull'immagine;
- spessore ben superiore allo spostamento medio delle particelle in direzione ortogonale alla lama stessa nell'intervallo di tempo tra i due impulsi, affinché sia contenuta la perdita di particelle dal volume illuminato. L'esigenza è di minimizzare il numero di particelle per le quali non è possibile determinare lo spostamento perché appaiono in uno solo dei fotogrammi, compromettendo di fatto la misura.

La sorgente di luce che illumina il flusso inseminato è costituita, per il sistema utilizzato, da un doppio laser pulsato Quanta System di classe 4, che per le misure PIV in esame produce una coppia di impulsi ravvicinati ad una frequenza di 4 Hz. Il diametro del fascio laser alla sorgente è 7 mm, con una divergenza di 0,5 mrad (figura 6.7).



**Figura 6.7 Laser (sinistra) e sistema di alimentazione e controllo (destra)**

Ciascun laser è composto da una lampada e da un cristallo Nd-YAG quindi con materiale attivo allo stato solido (acronimo di Yttrium Aluminium Garnet, ovvero granato di ittrio ed alluminio  $Y_3Al_5O_{12}$ ), posti in una cavità speculare ellittica: il tempo per il quale la lampada è eccitata ( $\approx 250 \mu s$ ) è superiore alla durata che deve avere il singolo impulso affinché si riescano ad effettuare delle misure PIV. Se si vuole acquisire con un sistema ottico di ricezione la posizione istantanea delle particelle, il singolo impulso laser deve avere una durata non superiore ai 10-20 ns e allo stesso tempo deve possedere una densità di energia sufficientemente elevata, così che la luce diffusa dal tracciante sia ben visibile rispetto al rumore di fondo. Per questo motivo si utilizza un sistema detto Q-switch che agisce come un otturatore, facendo variare il fattore di qualità Q della cavità con una energia per pulsazione fino a 1 J, una durata di 5-8 ns per pulsazione e un campo di ripetizione massima di 10-20 pulsazioni per secondo.

L'apertura della cavità viene regolata da un controllo optoelettronico che limita la durata dell'impulso all'intervallo di tempo richiesto per la PIV. In figura 6.8 sono rappresentati i segnali associati al funzionamento di un doppio laser con sistema Q-switch.

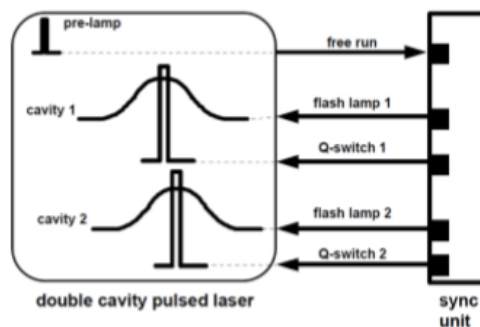


Figura 6.8 Controlli del laser e sistema Q-switch [27]

Tramite una serie di specchi all'interno del laser, i due fasci vengono condotti attraverso lo stesso cammino ottico, convertiti ad una lunghezza d'onda che consenta di lavorare nel visibile (pari a 532 nm, luce verde) grazie ad un generatore di seconda armonica. Il generatore di seconda armonica (SHG), converte il fascio infrarosso in luce verde a 532 nm attraverso un cristallo KD\*P; questo cristallo, grazie alle particolari proprietà non lineari, agisce su due componenti di polarizzazione del fascio infrarosso a 1064 nm, convertendoli in un fascio polarizzato a 532 nm.

Infine i due fasci vengono trasformati in una lama laser grazie ad una lente cilindrica divergente; se si vuole utilizzare una lama più stretta, si utilizza una seconda lente convergente e ortogonale alla prima, oppure una lente sferica. Il laser viene poi montato su un braccio rotante dotato di specchi per indirizzare la sorgente luminosa

nella zona oggetto di studio. È necessario raffreddare il dispositivo laser con una unità chiller che opera con acqua distillata.

**Tabella 6.1 Specifiche tecniche del laser**

<b>SPECIFICHE TECNICHE</b>	<b>VALORE</b>
<b>Alimentazione elettrica [V]</b>	220
<b>Consumo energetico [VA]</b>	2000
<b>Dimensioni [m<sup>3</sup>]</b>	0,45x0,29x0,87
<b>Peso [kg]</b>	45
<b>Umidità massima</b>	90%
<b>Grado di protezione</b>	IP65
<b>Temperatura operativa [°C]</b>	10-40
<b>Impulsi per secondo</b>	10
<b>Energia per impulso a 532 nm [mJ]</b>	2*200
<b>Durata impulso in Q- switch [ns]</b>	5-6
<b>Ritardo tra impulsi [ms]</b>	10 <sup>-8</sup> –50
<b>Divergenza del fascio [mrad]</b>	0,5
<b>Diametro del fascio [mm]</b>	7
<b>Profilo spaziale del fascio gaussiano</b>	70% (vicino) 95% (lontano)

Al fine di utilizzare la tecnica PIV, si posiziona il laser lateralmente alla vasca in modo tale da avere un piano di illuminazione in direzione perpendicolare rispetto al canale e tale da avere un'area all'interno dell'apparato di prova completamente illuminata ed in cui si andranno a visualizzare i vortici e le velocità con cui si muovono le particelle; tale laser è stato posizionato alla massima distanza possibile, equivalente a 3 m di distanza dalla superficie vetrata di ingresso della lama, per consentire di avere una altezza complessiva di 0,5 m del piano illuminato, corrispondente all'altezza globale dell'acquario.

#### **6.2.2.2 Telecamera**

Altro strumento di fondamentale importanza nella tecnica PIV è la telecamera. Si utilizza per fotografare le particelle traccianti presenti nel fluido in moto in due istanti successivi, in modo da consentire la visualizzazione dello spostamento delle stesse ed elaborare i dati tramite una post elaborazione di tipo statistico.

Vengono ora riportati i principali parametri che caratterizzano una telecamera:

- linearità: in un sensore per immagini è desiderabile che la relazione di input/output fra la quantità di luce incidente e la luminosità misurata sia lineare;

- sensibilità: è una misura della quantità di luce incidente necessaria per ottenere un determinato livello di luminosità nell'immagine;
- sensibilità spettrale: rappresenta la sensibilità del sensore al variare della lunghezza d'onda della luce incidente; i sensori CCD sono sensibili anche all'infrarosso; per questo le telecamere CCD vengono equipaggiate con un filtro infrarosso che blocca tutte le componenti a lunghezza d'onda superiore a 750 nm;
- rapporto segnale-rumore (SNR): le immagini acquisite con un sensore sono affette da diverse sorgenti di rumore. L'impatto del rumore sull'immagine generata viene quantificato attraverso il parametro SNR, che rappresenta il rapporto fra l'ampiezza del segnale utile e l'ampiezza media del rumore e viene espresso in decibel (dB). Per una qualità video soddisfacente è necessario che SNR sia maggiore di 40dB; le telecamere utilizzate nelle applicazioni industriali di computer vision hanno sovente un SNR maggiore di 50dB;
- velocità dello shutter: il tempo di esposizione è generalmente pari al reciproco del frame-rate. La possibilità di impiegare shutter veloci è fondamentale nelle applicazioni in cui si devono acquisire immagini di oggetti in movimento;
- blooming: quando la luce incidente su una determinata cella del CCD è molto intensa, è possibile che la carica generata ecceda la capacità massima di accumulazione della cella e la carica "trabocchi" nelle celle adiacenti. A causa di questo effetto, un punto molto luminoso della scena può apparire come un'areola luminosa nell'immagine;
- fill-factor: è la percentuale di area attiva del sensore, quella effettivamente utilizzata per rilevare la luce incidente. Quanto maggiore è questo fattore, tanto maggiori sono sensibilità ed SNR del sensore;
- regolazione del guadagno: il parametro, detto anche gain, può essere regolato al fine di ottenere immagini ragionevolmente luminose, anche in caso di scarsa luminosità della scena.

In generale le modalità di registrazione con la PIV sono principalmente due: il primo, denominato single frame/multiple exposure, cattura le immagini del flusso illuminato in un singolo frame, mentre il secondo, chiamato multi frame/double exposure, è in grado di fornire una singola foto per ogni impulso, e quindi ogni illuminazione del fluido.

Storicamente il primo metodo è stato largamente utilizzato, soprattutto a causa dei limiti tecnologici presenti. Infatti, grazie ad esso non era possibile avere informazioni sull'ordine temporale delle illuminazioni e ciò comportava quindi una evidente ambiguità nei vettori spostamento risultanti. Per questa ragione è stato necessario introdurre una grande varietà di schemi che tenessero in conto questa ambiguità, come la imaging shifting.

Con l'avvento delle telecamere ad alta velocità CCD-CMOS digitali, si è passati all'utilizzo della multi frame/single exposure, grazie alla quale si preserva l'ordine temporale delle immagini acquisite eliminando l'ambiguità direzionale e riducendo i tempi di analisi e valutazione. Tale tecnica permette inoltre di adattare il tempo di separazione tra gli impulsi in un ampio range ed avere un maggiore rapporto tra segnale e rumore nel piano della correlazione, a pari grandezza di area di interrogazione. Nel seguente lavoro si utilizzerà la tecnica double frame/single exposure.

La visualizzazione del campo di moto nell'apparato di prova in esame viene svolta su di un piano in due dimensioni; si utilizza quindi un'unica telecamera. Nel caso in cui si volesse, in applicazioni future, visualizzare il campo di moto tridimensionale all'interno della vasca, si dovrà utilizzare una coppia di telecamere. La telecamera viene posta centralmente rispetto alla vasca in modo che abbia una completa visuale del piano illuminato; di fondamentale importanza è la messa a fuoco della telecamera sul piano illuminato dal laser, che è effettivamente il piano di misura, per ottenere dei risultati affidabili. Inoltre, gioca un ruolo fondamentale nel setup iniziale l'allineamento della telecamera ad un piano di riferimento, per garantire la corretta posizione del piano immagine con il piano illuminato dal laser.

Per le misure PIV del presente lavoro è stata utilizzata una telecamera Hamamatsu, modello C8484-05C, con sensore CCD da 1344x1024 pixels quadrati, che presenta una risoluzione a 12 bit e un'alta risoluzione per misurazioni nel campo scientifico-industriale; le specifiche tecniche di dettaglio sono riportate in allegato C. La telecamera utilizza CameraLink che viene usata come interfaccia standard per applicazioni industriali. Vengono usati obiettivi Nikkor da 24 mm f/2,8 e Micro-Nikkor da 60mm, f/2,8D per le diverse campagne di misure. Il segnale delle immagini viene convertito da analogico a digitale già all'interno della telecamera. La telecamera inoltre possiede due diverse modalità di funzionamento, impostabili attraverso l'interfaccia CameraLink del microprocessore:

- free running mode: esposizione e lettura sono controllati dal microprocessore interno;
- external control mode (trigger): genera gli input nel microprocessore interno; durata e inizio del tempo di esposizione vengono controllati con il trigger esterno.

L'efficienza massima della risposta spettrale si ha nella lunghezza d'onda del verde ed è pari a circa il 70% (figura 6.9):

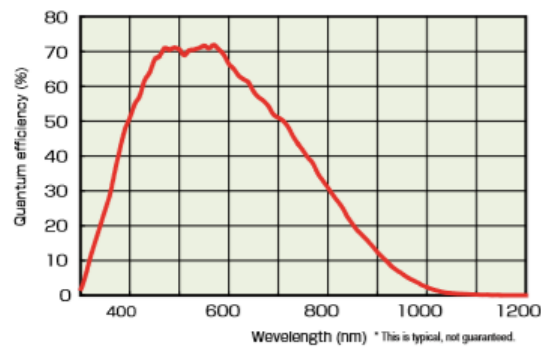


Figura 6.9 Risposta spettrale della telecamera [28]

Come già detto, lo strumento è posto ortogonalmente alla lama laser, in modo da inquadrare e mettere a fuoco la regione di misura e visualizzare le due componenti del vettore velocità, tralasciando la terza componente. L'allineamento del sistema è reso più agevole dall'installazione della telecamera su un traslatore, ovvero un sistema costituito da tre motori lineari che consentono di controllare la posizione dell'obiettivo con una sensibilità dell'ordine del decimo di millimetro nelle tre direzioni dello spazio.

Combinando tra loro laser e telecamera, l'immagine prodotta dal primo impulso laser viene acquisita dai pixels, e i valori di intensità luminosa vengono salvati nelle celle di immagazzinamento ad essi adiacenti; al secondo impulso laser, i pixels acquisiscono il secondo fotogramma fino alla fine del tempo di esposizione dei sensori. Dopodiché i dati presenti nelle celle di immagazzinamento e nei pixels, vengono trasferiti alla memoria dell'elaboratore sotto forma di una coppia di immagini, per cui ciascuna acquisizione risulta costituita da due frame.

Per evitare che il secondo fotogramma risulti sovraesposto, rendendo critica la successiva elaborazione delle immagini, si ricorre ad uno shutter elettronico, controllato dal sincronizzatore che si chiude pochi  $\mu s$  dopo il secondo impulso laser. In questo modo, entrambi i fotogrammi sono caratterizzati da un'adeguata esposizione, dato che i sensori vedono prevalentemente la luce diffusa dalle particelle e non vi è il tempo per acquisire anche il segnale associato alla luce ambiente, permettendo nel contempo l'accumulo di carica nei fotosensori che si sono scaricati. Una corretta sincronizzazione è indispensabile per permettere che la telecamera acquisisca l'immagine (e quindi abbia i sensori esposti) solo nel momento in cui il laser è attivo.

Tabella 6.2 Specifiche tecniche della telecamera

SPECIFICHE TECNICHE	VALORE
Numero effettivo di pixels	1344x1024
Dimensioni della cella [ $\mu m^2$ ]	6,45x6,45
Area effettiva [ $mm^2$ ]	8,67x6,60



<b>Frame rate [Hz]</b>	12,2
<b>A/D converter [bit]</b>	12
<b>Contrasto [dB]</b>	0-14
<b>Tempo di esposizione [s]</b>	$10^{-7}$ -1

#### **6.2.2.3 Sincronizzatore**

Questo componente ha il compito di sincronizzare l'esposizione dei sensori della telecamera digitale (e quindi l'acquisizione delle immagini) e gli impulsi laser, grazie alla gestione di opportuni segnali di trigger di tipo TTL che vanno ad attivare rispettivamente i due strumenti. L'output diretto all'unità di alimentazione e controllo del doppio laser è composto da quattro segnali, un Q-switch e un flash per ciascuno dei due laser. La telecamera riceve invece un segnale che determina l'esposizione dei sensori alla luce diffusa dalle particelle illuminate dalla lama laser.

#### **6.2.2.4 Particelle traccianti**

Per avere una visualizzazione fluidodinamica accurata, è necessario che le particelle traccianti seguano il fluido in esame; infatti poi verrà misurata la velocità delle stesse particelle e non del fluido. Per questo motivo la scelta delle particelle di tracciante risulta di particolare importanza per ottenere risultati affidabili.

Le due caratteristiche fondamentali per un buon tracciante sono:

- capacità di riflettere la luce;
- capacità di seguire il moto del mezzo nel quale sono sospese senza interferire con esso.

In generale, il moto delle particelle sospese in un fluido dipende da diversi fattori quali: forma delle particelle, dimensione, densità relativa, concentrazione nel fluido, forze esterne.

La forma della particella influenza il valore del coefficiente di attrito, la dimensione e la densità influenzano la risposta della particella alle variazioni di velocità del fluido che la circonda, la concentrazione determina la probabilità di interazione tra particelle. La concentrazione deve quindi essere tale per cui vi sia una distanza media fra particelle sufficiente per poter trascurare interazioni e urti. La capacità di riflettere la luce incidente è fondamentale affinché le particelle di tracciante siano visibili dalle telecamere.

Nella PIV, l'interesse è di avere una buona diffusione ai lati della particella per avere una buona qualità del segnale: per questo motivo in genere vengono utilizzate particelle di diametro compreso tra 0,1 e 50  $\mu\text{m}$  che ben interagiscono con il laser con luce di lunghezza d'onda  $\lambda = 532 \text{ nm}$ . La scelta della tipologia del tracciante deve

essere fatta considerando il fluido utilizzato e la sorgente di luce adottata, mentre la scelta della dimensione deve rispondere alla necessità di un buon segnale alla telecamera. La scelta deve convergere verso la dimensione massima possibile la quale decresce all'aumentare della velocità del fluido, della turbolenza e del gradiente di velocità.

Per quanto riguarda le applicazioni in fase liquida, i traccianti più comuni risultano essere:

- particelle di poliammide: forma sferica irregolare con densità uguale all'acqua;
- sfere di vetro;
- sfere di vetro cavo rivestite in argento;
- particelle polimeriche fluorescenti.

In questo lavoro sono state utilizzate sfere di vetro rivestite in argento (S-HGS, Silver-coated hollow glass spheres) della Dantec Dynamics; in particolare la scelta è stata mirata per avere un tracciante con densità più prossima possibile a quella dell'acqua per eliminare il fenomeno di sedimentazione.

Le caratteristiche tecniche sono riportate in tabella:

**Tabella 6.3 Specifiche tecniche delle particelle traccianti**

<b>SPECIFICHE TECNICHE</b>	<b>VALORE</b>
<b>Dimensione media particella [<math>\mu\text{m}</math>]</b>	10
<b>Range dimensionale [<math>\mu\text{m}</math>]</b>	2-20
<b>Forma della particella</b>	sferica
<b>Densità [<math>\text{g}/\text{cm}^3</math>]</b>	1,08
<b>Punto di fusione [<math>^{\circ}\text{C}</math>]</b>	740
<b>Materiale</b>	Vetro borosilicato

### 6.2.3 Setup di acquisizione delle immagini

In generale le scelte effettuate sul setup sperimentale della PIV vengono prese scegliendo quale delle seguenti caratteristiche abbia priorità nel progetto:

1. alta risoluzione spaziale e/o temporale sul campo di moto sotto investigazione;
2. risoluzione richiesta sulla fluttuazione del fluido;
3. intervallo di tempo tra le acquisizioni con PIV;
4. componenti disponibili nel laboratorio o acquistabili ai costi desiderati.

In base alle priorità che possiede il progetto è possibile scegliere la tecnica e i parametri di acquisizione più adatti.

Inoltre, è opportuno eseguire le misure in un luogo oscurato, in modo da minimizzare il disturbo dovuto alla luce ambiente e di massimizzare il rapporto segnale/rumore. Tale condizione è stata realizzata operando in una stanza completamente buia e schermato le pareti della vasca con una pellicola adesiva nera, lasciando una fessura solo in corrispondenza del lato della vasca usato come ingresso della lama laser.

Nel progetto è stato utilizzato un sistema di acquisizione DC Image Acquisition System, fornito dalla Dantec Dynamics [20].

Il laser e la telecamera sono sincronizzati mediante timer box. Tale dispositivo fa intervenire in maniera sincronizzata le due periferiche, in modo tale che l'immagine delle particelle traccianti illuminate dal primo impulso laser venga registrata sul frame 1 della fotocamera e, nell'istante del secondo, sul frame 2. Il lasso di tempo che intercorre tra due impulsi laser successivi è lo stesso che intercorre tra l'acquisizione di due immagini successive. Le immagini acquisite vengono immagazzinate sulla memoria RAM e successivamente salvate permanentemente sull'hard disk in dotazione al PC.

Il procedimento di setup prevede innanzitutto l'allineamento del fascio laser, il passo successivo è l'allineamento della telecamera con il piano illuminato dal laser; in tal modo si è assicurato il parallelismo del piano di fuoco della telecamera con il piano laser. Inoltre, avendo la possibilità di spostare il laser per tutta la lunghezza del canale, si vuole analizzare il comportamento dei diversi parametri caratteristici su diverse sezioni, ognuno indagato su diversi range di portata in mandata al diffusore.

Si è proceduto quindi alla calibrazione della strumentazione, prendendo dei punti di riferimento a distanze note e riportando le dimensioni reali alle rispettive grandezze nel piano immagine. Il software utilizza un sistema di coordinate cartesiane con un piano XY coincidente con il piano laser. Osservando l'immagine dal punto di vista della telecamera, l'asse X viene preso positivo verso destra e l'asse Y positivo verso l'alto. L'origine ( $X=0$ ,  $Y=0$ ) delle immagini per la strumentazione PIV è posizionato nel vertice inferiore sinistro dell'area osservata (ovvero il pixel in basso a sinistra nella figura 6.11). In questo modo il piano laser e l'orientazione della telecamera definiscono il sistema di coordinate. La terza dimensione Z individua l'eventuale componente tridimensionale del flusso lungo l'asse del canale (dimensione non misurabile in queste prove PIV 2D) e preso convenzionalmente equiverso al flusso all'interno del canale, quindi uscente dal piano XY visualizzato e con origine sulla parete posteriore della vasca (figura 6.10).

In particolare si individuano 6 sezioni distanziate tra loro di 15 cm, partendo da  $Z=15$  cm prima dell'inizio del canale forato e giungendo fino alla sezione  $Z=90$  cm, distante 10 cm dalla parete vetrata anteriore. La lunghezza della vasca nella direzione Z è pari a 100 cm e il canale si estende da  $Z=18$  cm fino a  $Z=98$  cm.

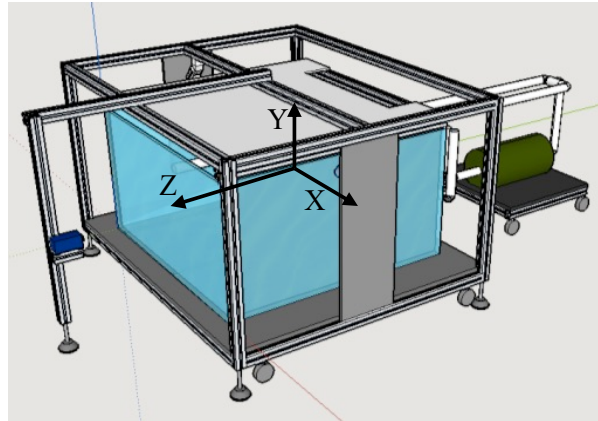


Figura 6.10 Sistema di riferimento XYZ nel modello in scala

I simboli  $(i,j)$ ,  $(k,l)$  e  $(m,n)$  descrivono le coordinate delle immagini misurate in pixels, mentre i simboli  $(X,Y)$  sono utilizzati per le coordinate dell'oggetto, misurate nel Sistema Internazionale. Il software utilizza le unità pixels come base di calcolo, che poi vengono trasformate in unità metriche attraverso il fattore di scala dell'immagine  $S$ .

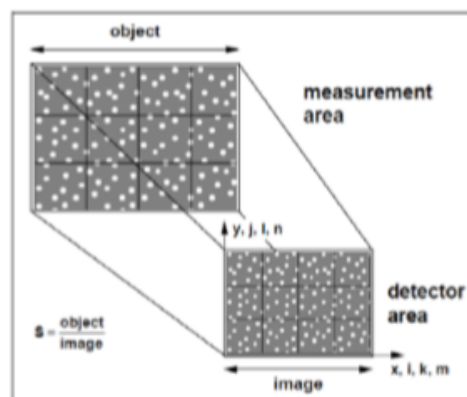


Figura 6.11 Fattore di scala tra piano oggetto/piano immagine [20]

In un primo momento si vuole analizzare più in dettaglio la fluidodinamica in corrispondenza dei fori del diffusore e presenti per tutta la sua lunghezza, operando uno zoom nell'intorno del canale montando un obiettivo Micro-Nikkor da 60 mm,  $f/2,8D$  e ponendo la telecamera ad una distanza di 2 m dalla superficie dell'acquario. Il fattore di scala relativo a questo setup restituisce un valore pari a 40; il piano oggetto comprende una regione di 0,32 m in larghezza e 0,24 m in altezza, idoneo per analizzare il comportamento del fluido sia nella regione tra soffitto e diffusore, sia nella parte iniziale del getto discendente.

Per studiare il moto dell'acqua in ambiente, invece, la distanza della telecamera dal piano laser diventa di 2,5 m e si utilizza un obiettivo Nikkor da 24 mm  $f/2,8$ , idoneo a comprendere nella sua interezza l'acquario. In questa configurazione il fattore di scala

vale 108. Il piano dell'oggetto comprende una regione di 0,96 m in larghezza e 0,5 m in altezza. L'idea è quella di andare ad analizzare come il fluido si comporta nell'intero ambiente analizzando: il rapporto di induzione con l'acqua ambiente, le velocità di trascinamento, le velocità di risalita, le velocità in corrispondenza del volume occupato, la dinamica dei vortici generatisi, la possibile simmetria dei due flussi ai lati del canale di prova.

Per quanto riguarda il piano XY relativo al setup con obiettivo da 24 mm, il diffusore è posto sulla mezzera della vasca ad una quota  $Y = 45$  cm, mentre il soffitto e il pavimento si trovano rispettivamente alle quote  $Y = 55$  cm e  $Y = 0$  cm.

Per il setup con obiettivo da 60 mm invece, il piano oggetto è minore e comprende la zona intorno al canale come riportato nella tabella sottostante:

**Tabella 6.4 Configurazioni iniziali per l'acquisizione delle immagini nei due setup di prova**

<b>GRANDEZZA</b>	<b>SETUP 60 mm</b>	<b>SETUP 24 mm</b>
<b>Distanza telecamera [m]</b>	2	2,5
<b>Fattore di scala</b>	40	108
<b>Piano oggetto [cm<sup>2</sup>]</b>	36x26	96x50
<b>Posizione diffusore X [cm]</b>	18	48
<b>Posizione diffusore Y [cm]</b>	18,5	45
<b>Posizione soffitto [cm]</b>	26	55
<b>Posizione pavimento [cm]</b>	-	0

La messa a fuoco della telecamera sul piano laser è stata effettuata manualmente e ogni qualvolta venisse cambiata la posizione del laser. Fissate le 6 sezioni lungo l'asse Z e impostato manualmente il piano focale su una di queste, per ogni posizione Z viene traslato il laser di 15 cm e la telecamera viene spostata di conseguenza seguendo la sorgente di luce ad un'opportuna distanza pari a 11,2 cm, spostamento corrispondente passando da acqua ad aria (fattore di rifrazione 1,33); in questo modo si riesce a mantenere il piano di interesse sempre a fuoco. Lievi miglioramenti sulla resa dell'immagine sono stati fatti regolando ulteriormente il focus della telecamera.

Una volta completata la messa a fuoco, il sistema è pronto per il procedimento di acquisizione.

#### **6.2.4 Acquisizione delle immagini**

Per l'acquisizione e le elaborazioni delle immagini, l'ottenimento delle mappe vettoriali e il relativo post-processing, si è utilizzato il software Dantec Dynamic Studio [20]. Di seguito viene descritta nel dettaglio una sequenza di acquisizione ed elaborazione tipica delle campagne di misure PIV condotte per il presente studio,

volte ad ottenere una mappa vettoriale rappresentativa del campo di moto medio del flusso.

In seguito al processo di calibrazione, inizialmente si acquisisce una serie di 100 coppie di immagini di background del campo di misura, con laser attivo ma in assenza di particelle iniettanti e distributore non in funzione. Quest'operazione risulta utile in quanto, sottraendo alle immagini del flusso iniettato l'immagine di background, le particelle sono più contrastate e meglio definite rispetto allo sfondo. Grazie all'operazione di sottrazione del background, inoltre, si attenuano molti riflessi prodotti dal laser sulle pareti, a vantaggio delle successive operazioni di processing. In particolare sono stati utilizzati i seguenti comandi del software Dantec Dynamics [20]:

- Image Mean, il cui risultato è un'unica immagine media di background tra le 100 acquisite;
- Image Arithmetic, che sottrae tale immagine media a tutte le coppie di immagini da elaborare, questa volta con circuito in moto e quindi con la presenza di particelle.

A questo punto si procede con l'acquisizione di un certo numero di campioni di misura: ciascun campione è costituito da una coppia di immagini. Il numero delle immagini da acquisire per eseguire misure accurate della componente media del vettore velocità in un campo di moto, deve essere abbastanza elevato da garantire l'indipendenza statistica delle misure.

Ogni immagine viene quindi suddivisa in piccole porzioni denominate aree di interrogazione su cui si andrà a calcolare lo spostamento delle particelle, ritenuto costante; per questa ragione, in tutto lo spazio immagine sottoposto ad analisi il gradiente di velocità non deve essere troppo elevato. Un'area di interrogazione non è altro che una zona di dimensione opportuna sull'immagine, tale da contenere un dato numero di particelle e a cui si cerca di associare un solo valore di velocità, rappresentativo del comportamento del fluido in quella zona. La dimensione dell'area di interrogazione ha quindi un range ottimale, definito da:

- un limite massimo, legato alla necessità di non avere gradienti di velocità consistenti all'interno di una stessa area di interrogazione. Quindi si pone un limite massimo alle dimensioni dell'area di interrogazione, tali che:

$$\left\| \frac{\Delta v}{v} \right\| < 0,2 \quad (6.3)$$

- un limite minimo, imposto dalla velocità massima misurabile: se l'area di interrogazione è troppo piccola rispetto alla velocità delle particelle, queste sfuggono dall'area iniziale e diventano invisibili nell'area corrispondente sul secondo fotogramma. Dunque è consigliabile che:

$$L_{IA} = NSd_{pix} \geq 4s_{max} = 4v_{max}\Delta t \quad (6.4)$$

con  $L_{IA}$  lunghezza del lato di un'area di interrogazione quadrata nel piano di misura,  $S$  fattore di scala,  $d_{pix}$  distanza tra i centri dei pixels della telecamera,  $N$  numero di pixels per lato dell'area di interrogazione,  $v_{max}$  massima velocità prevista nel campo di moto.

La dimensione delle celle di interrogazione determina altresì il numero di vettori indipendenti e quindi la massima risoluzione spaziale della mappa di velocità ottenuta per la risoluzione dei sensori utilizzati nella registrazione.

Per ottenere una buona qualità delle immagini, e quindi delle relative mappe vettoriali, è necessario regolare i seguenti parametri:

1. intervallo temporale tra l'acquisizione dei due frame successivi, o risoluzione temporale  $\Delta t$ : l'intervallo temporale tra i frame è un parametro fondamentale che va affinato mediante procedure empiriche; tale parametro è correlato in maniera inversamente proporzionale alla velocità del flusso. Questo lasso di tempo è limitato inferiormente dallo spostamento delle particelle il quale deve essere maggiore od uguale ad un pixel; se per esempio lo spostamento risulta inferiore a tale valore, significa che si stanno utilizzando dei tempi troppo brevi per il regime di moto sotto analisi. Inoltre il  $\Delta t$  è limitato superiormente dalla dimensione delle aree di interrogazione; in prima approssimazione, lo spostamento medio delle particelle tra i due frame non deve essere maggiore di  $\frac{1}{4}$  del lato dell'area di interrogazione. L'intervallo  $\Delta t$  è quindi determinato come funzione del fattore di scala dell'oggetto  $S$ , dell' $L_{IA}$  e della velocità massima all'interno del sistema  $v_{max}$  come segue:

$$\Delta t = \frac{0.25L_{IA}S}{v_{max}} \quad (6.5)$$

Testando diversi setup è possibile individuare di volta in volta l'intervallo che garantisce la migliore qualità di analisi.

2. densità delle particelle traccianti all'interno dell'immagine: per quanto riguarda la concentrazione di particelle presenti per area di interrogazione affinché la misurazione sia accurata, non vi sono indicazioni precise ma in linea generale la quantità ottimale risulta essere pari a circa 5-10 particelle di tracciante per ogni area di interrogazione.

Nel presente lavoro, la stima è stata fatta ragionando su diversi parametri a disposizione nel sistema:

- diametro medio delle particelle presenti nella vasca pari a 10  $\mu m$ ;

- volume occupato dalle particelle all'interno del volume totale di 500 l di acqua per ricavare una stima della concentrazione;
- volume della singola area di interrogazione (dopo averne ricavato la dimensione ottimale) in cui viene suddivisa la vasca; in particolare il volume si ricava moltiplicando la dimensione dell'area di interrogazione per lo spessore della lama laser;
- stima di 8 particelle di tracciante per ogni singola area di interrogazione.

Partendo da una stima iniziale basata su queste quantità, si è arrivati ad una condizione ottimale, in modo da non avere né una concentrazione troppo bassa (le particelle che riflettono la luce laser sono poche), né averne in eccesso (pena una barriera ottica data dal disturbo della luce diffusa dalle stesse).

3. energia del fascio laser: il laser è stato utilizzato mediamente al 70% della energia massima: più energia significa una maggiore quantità di luce rifratta dalle particelle (e quindi immagini più nitide) regolando di conseguenza il diaframma della fotocamera.

Supponendo di selezionare aree corrispondenti sui frame 1 e 2, di dimensioni (m,n) pixels, una misura dello spostamento medio delle particelle è data dalla cross-correlazione discreta tra le intensità di grigio  $g_1$  e  $g_2$ : [29]

$$\phi_{1,2}(m,n) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n g_1(i,j) g_2(i+m,j+n) \quad (6.6)$$

Un valore elevato di  $\phi$  (rappresentante il picco della correlazione) viene osservato quando diverse particelle vanno a moltiplicare la loro intensità di grigio sulla prima immagine con se stesse, traslate sulla seconda immagine; misure accurate si ottengono quindi dalla qualità del picco di cross-correlazione, che deve essere ben definito in altezza per ogni singola area di interrogazione che compone la regione dell'immagine da analizzare, a seguito di un elevato SNR. Questo valore può essere ottimizzato per passi successivi variando i diversi parametri caratteristici quali: qualità della lama laser, messa a fuoco e diaframma della telecamera,  $\Delta t$  e quantità di tracciante, arrivando ad ottenere un numero sufficientemente basso di misure spurie. Tale picco rappresenta quindi lo spostamento più comune delle particelle presenti nell'area di interrogazione; si osservano anche picchi di cross-correlazione minori, che rendono conto delle relazioni tra particelle diverse sulle due immagini. Questi picchi sono di natura casuale e costituiscono il rumore nel piano di correlazione.

Grazie ad un'adeguata elaborazione della coppia di immagini così acquisite, si ottiene



per ogni posizione  $\mathbf{p}$  nella regione di piano esaminata, lo spostamento medio delle particelle, rappresentato dalle coordinate del picco nel breve intervallo di tempo  $\Delta t$  che intercorre tra i fotogrammi 1 e 2, sincronizzati mediante timer box coi due impulsi laser in successione. Una volta convertiti in millimetri gli spostamenti in pixels misurati sulle immagini, è possibile ricavare la velocità “istantanea” dalla relazione:

$$\mathbf{v}(\mathbf{t}, \mathbf{p}) = \frac{\mathbf{p}_1 - \mathbf{p}_2}{\Delta t} \quad (6.7)$$

in cui  $\mathbf{v}(\mathbf{t}, \mathbf{p})$  rappresenta più precisamente la velocità “media” e non “istantanea”, in quanto quella misurata è in realtà la velocità relativa ad un intervallo di tempo molto ridotto, corrispondente al  $\Delta t$  tra l’acquisizione di due immagini molto ravvicinate; bisogna considerare quindi il termine velocità “istantanea” in questo particolare contesto. Conoscendo la  $\mathbf{v}(\mathbf{t}, \mathbf{p})$  per ogni punto  $\mathbf{p}$  del campo di misura, si ottiene una mappa vettoriale rappresentante la velocità istantanea all’istante  $\mathbf{t}$ . Per ogni area di interrogazione si calcola, quindi, lo spostamento locale intercorso tra i due fotogrammi attraverso metodi statistici di auto o cross-correlation; infatti, data la densità di particelle tipica di immagini PIV, è possibile individuare la singola particella su di un’immagine ma non è possibile seguirne singolarmente lo spostamento; dunque si ricorre ad un approccio statistico. In particolare, viene usata l’auto-correlation nel caso di tecniche single frame/multiple exposure e la cross-correlation nel caso di multiframe/double exposure; nel seguente lavoro si utilizzerà la seconda tra le tecniche citate.

Si riportano a questo punto in tabella i parametri adottati nei due diversi setup:

**Tabella 6.5 Parametri utilizzati per l’acquisizione delle immagini nei due setup di prova**

GRANDEZZA	SETUP 60 mm	SETUP 24 mm
Intervallo temporale [ $\mu\text{s}$ ]	400	2000
Apertura diaframma	2	4
Energia laser [V]	600	640
Area interrogazione [pix]	64x64	64x64
Area interrogazione [mm]	8x8	20x20

### 6.2.5 Elaborazione delle immagini

In seguito all’acquisizione delle 300 coppie di immagini, si procede con la fase di processing e post-processing dei dati. Esistono diverse opzioni offerte dal software che consentono di correggere il rumore introdotto dalle particelle che si trovano ai bordi di un’area di interrogazione, o che comunque sfuggono da essa nel passare dal

primo al secondo fotogramma (dovuto all'errore di loss of pairs). Di seguito si descrivono in breve le più importanti [30] [31]:

- Window functions: finestre dell'area di interrogazione che attenuano o annullano l'intensità di grigio vicino ai bordi, riducendo così il rumore a spese di una perdita di informazione e di una riduzione della velocità massima misurabile (poiché si riduce la zona dell'area di interrogazione attiva nella cross-correlazione). Nella presente trattazione tali funzioni non sono state usate in quanto non comportavano miglioramenti significativi sui risultati.
- Overlap: parziale sovrapposizione delle aree di interrogazione in modo tale da aumentare la probabilità di trovare entrambe le posizioni di una data particella sui frame 1 e 2 della stessa coppia di immagini, senza che questa sfugga ai limiti dell'area stessa. L'utilizzo di un fattore di overlap consente di ottenere campi vettoriali più ricchi, ma non permette di aumentare la risoluzione della misura, determinata unicamente dalla dimensione delle aree di interrogazione; si tratta quindi di un'interpolazione del campo di moto, poiché genera un'interdipendenza tra i vettori spostamento associati ad aree di interrogazione adiacenti. Nella cross-correlazione utilizzata, viene adottato un overlap pari al 50% per entrambe le campagne di misure.

Le mappe vettoriali così ottenute sono ricavate in base al picco di cross-correlazione in ogni area di interrogazione: questo però può essere generato in maniera casuale laddove è basso il rapporto segnale/rumore (caso in cui non si riesce a distinguere la misura dal rumore di fondo), o può non avere significato fisico qualora si abbia un'inseminazione scarsa o eccessiva (caso in cui l'algoritmo non riesce a correlare correttamente i due frame). L'algoritmo assegna il valore di velocità in un punto in base alle coordinate del picco, indipendentemente dalla sua natura. Può accadere di incorrere dunque in vettori velocità che non rappresentano lo spostamento medio delle particelle in quel punto, e occorre avvalersi di procedure in grado di eliminare o sostituire i vettori che più probabilmente corrispondono a risultati privi di significato fisico. Si introducono di seguito i principali criteri di validazione utilizzati nel determinare le mappe vettoriali nel presente lavoro:

- Peak validation: per rendere significativa la correlazione occorre che il picco rappresentativo dello spostamento medio delle particelle sia superiore al rumore presente nel segnale. In base a questo criterio, si può definire un limite  $k$  rappresentativo del rapporto minimo tra le altezze del primo e del secondo picco più alto sul piano di correlazione (rispettivamente  $\phi_{1,2\_max1}$  e  $\phi_{1,2\_max2}$ ), e si considerano come validi gli spostamenti generati da una correlazione tale per cui:

$$\frac{\phi_{1,2\_max1}}{\phi_{1,2\_max2}} > k \quad (6.8)$$

Un valore tipicamente utilizzato in letteratura è  $k=1,2$  [32]; ciò significa che il picco di cross-correlazione è considerato rilevante se supera di almeno il 20% il più alto tra i picchi associati al rumore nel segnale. Nel presente lavoro si è utilizzato un criterio molto rigido ponendo  $k=2$ .

- Range validation: si tratta di un criterio di rigetto che scarta le misure di velocità al di fuori di un certo intervallo di valori, rappresentativo di un campo di velocità realistico per il fenomeno in esame. Lo spostamento è convalidato solo se:

$$|v_x| < v_{x\ lim} \quad (6.9)$$

$$|v_y| < v_{y\ lim} \quad (6.10)$$

dove i limiti sono determinati in base a campagne di misura precedenti o in base ai parametri globali assegnati al fenomeno fisico studiato. Nel caso oggetto di studio si è fatta una validazione sull'intensità globale del vettore velocità  $v_{lim}$  (considerando quindi sia la componente x che y), ponendo un limite di  $v_{lim}=1$  m/s relativamente alla fluidodinamica globale all'interno della stanza, e un limite di  $v_{lim}=3$  m/s per la regione zoomata.

Un volta validate le mappe vettoriali relative alle singole acquisizioni con i criteri sopra esposti, è possibile mediare i campioni acquisiti in sequenza per ottenere una mappa vettoriale attraverso il comando Vector Statistics, che restituisce la mappa vettoriale risultante dalla media delle mappe istantanee scaturite dalla Range Validation.

Sono disponibili poi diversi metodi derivativi e statistici per il post-processing delle mappe ottenute, che consentono di ricavare grandezze che implicano il calcolo delle derivate parziali nel piano come il gradiente, la vorticità, l'intensità locale di swirl, la divergenza e le linee di flusso.

Si riporta quindi in sintesi la procedura di processing utilizzata:

- campagna di misure con obiettivo 60 mm:
  - Cross-correlation con area di interrogazione 64x64 pixels e overlap 50%;
  - Peak Validation con  $k=2$ ;
  - Range validation con  $v_{lim}=3$  m/s.
- campagna di misure con obiettivo 24 mm:

- Cross-Correlation con area di interrogazione 64x64 pixels e overlap 50%;
- Peak Validation con  $k=2$ ;
- Range validation con  $v_{lim} = 1$  m/s.

### 6.2.6 Risultati sperimentali e analisi dei dati: setup con obiettivo 24 mm

Le prove riportate sono quelle di natura qualitativa e sono state effettuate variando la portata in immissione; in particolare si sono scelti tre diversi valori di portata:

- portata minima:  $Q_{min} = 10$  m<sup>3</sup>/h;
- portata di riferimento:  $Q_{rif} = 16,5$  m<sup>3</sup>/h;
- portata massima:  $Q_{max} = 23$  m<sup>3</sup>/h.

Il valore della portata  $Q_{rif}$  di riferimento è quello corrispondente ad una portata in aria pari a 2500m<sup>3</sup>/h ovvero il valore di progetto secondo le regole di buona tecnica applicate al caso reale. I grafici riportati nel seguito saranno riferiti a una portata pari a  $Q_{rif}$  se non diversamente specificato.

In seguito al processo di elaborazione delle immagini, si passa infine alla fase di analisi dei dati.

Si ragiona inizialmente sulla campagna di misure su campo esteso utilizzando l'obiettivo da 24 mm, con diffusore posizionato ad una quota  $Y = 45$  cm e sulla mezzeria rispetto alla larghezza totale della vasca pari a 100 cm.

In questa analisi che in questa fase è di tipo qualitativo sarà in seguito significativo andare ad indagare: il rapporto di induzione, le velocità presenti nel volume convenzionalmente occupato, il modulo della velocità nelle diverse zone dell'ambiente.

Innanzitutto, dalle mappe di velocità media ottenute dalla PIV emerge qualitativamente la struttura e la dinamica dei flussi che si generano nella stanza come si può notare dalla figura sottostante.

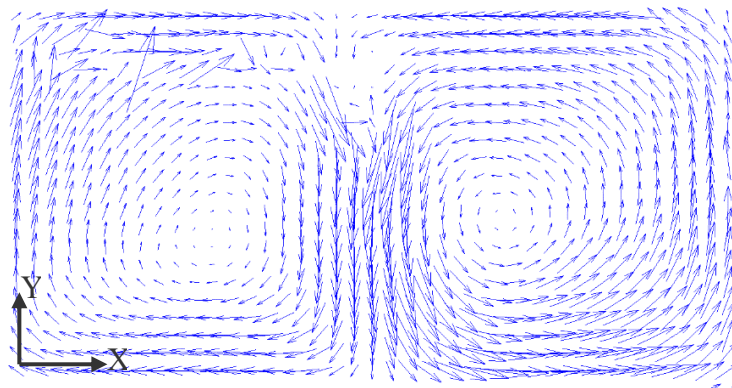
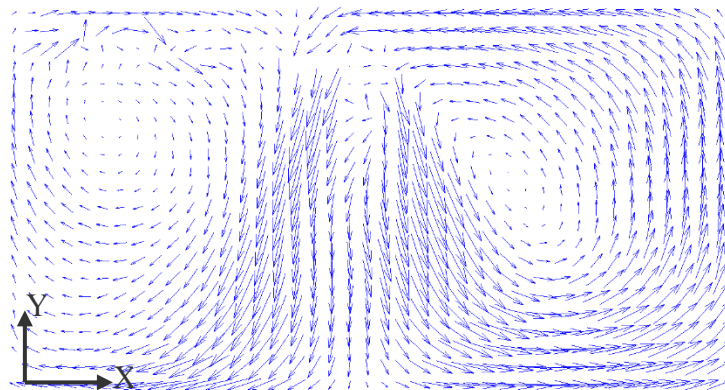


Figura 6.12 Mappa di velocità media in corrispondenza di una generica sezione Z

Si può notare la presenza dei due getti principali al di sotto del diffusore, che tuttavia tendono a coalescere tra loro per formare un unico getto centrale diretto verso il pavimento già ad una breve distanza dal canale; al momento dell'impatto del fluido sul pavimento, i due getti si separano e si spostano nella direzione degli angoli della stanza in cui sono posizionate le riprese, per poi in parte risalire e miscelarsi con l'aria ambiente. Ciononostante, il getto tende ad assumere una asimmetria rispetto alla posizione centrale del canale per diverse sezioni  $Z$ .

Questo fenomeno si verifica per tutte le sezioni lungo l'asse  $Z$ , ad eccezione della sezione  $Z = 90$  cm (più a ridosso della parete anteriore della vasca) in cui i due getti interferiscono meno tra loro e rimangono in gran parte separati fino a giungere al pavimento.

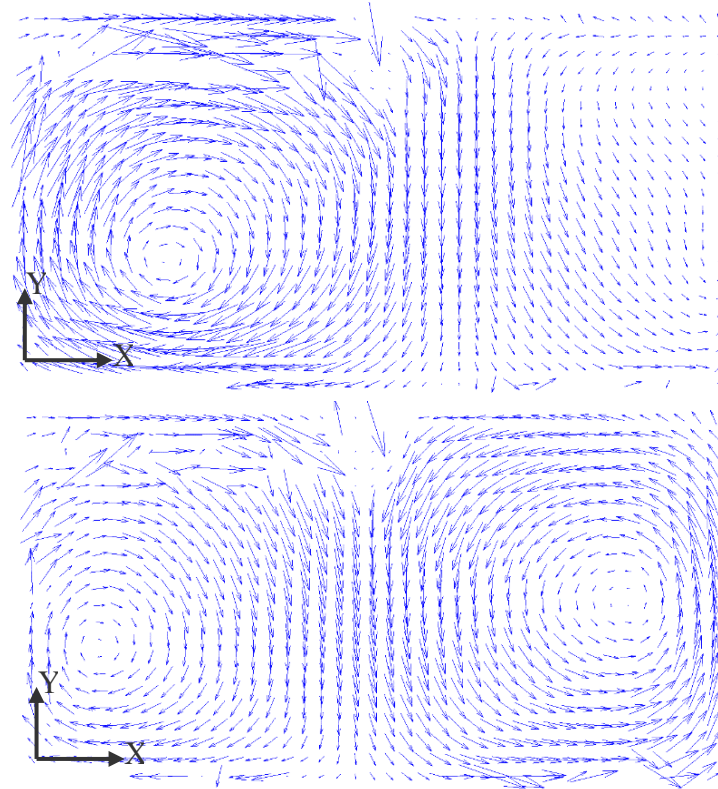
Da questa prima analisi è ipotizzabile che ciò sia dovuto alla diminuzione della componente di velocità lungo l'asse  $Z$ , che non trova più modo di espandersi lungo la direzione di avanzamento del canale per la presenza della parete; al contrario, questa componente di velocità  $Z$  che arriva dalle sezioni a monte, impatta sulla parete anteriore e risale verso l'imbocco del canale, sia nella regione a contatto col soffitto e sia nella regione a contatto col pavimento.



**Figura 6.13** Mappe di velocità media per la sezione  $Z = 90$  cm

Sono inoltre ben visibili due vortici controrotanti in corrispondenza dei lati del getto che si propagano per tutta la lunghezza del distributore, anche in corrispondenza della sezione  $Z = 15$  cm in cui non vi è la presenza del canale forato ma agisce solo il movimento secondario del fluido generato nella stanza; confrontando tra loro diverse mappe anche corrispondenti alla stessa sezione, si evince come la posizione del centro del vortice, nonché la forma e le dimensioni dello stesso, sia del tutto aleatoria se preso a diversi tempi di funzionamento.

Infatti la natura del vortice è influenzata da diversi fattori riguardanti la dinamica dei flussi in quel particolare istante, quale per esempio il diverso transitorio dall'avvio della girante o la diversa modalità di ricircolo dell'acqua dalle quattro riprese poste ai singoli angoli della stanza.

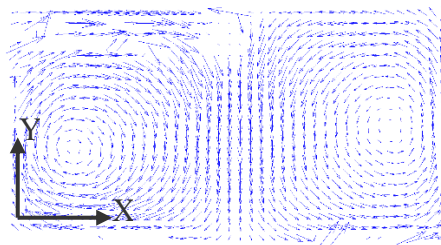


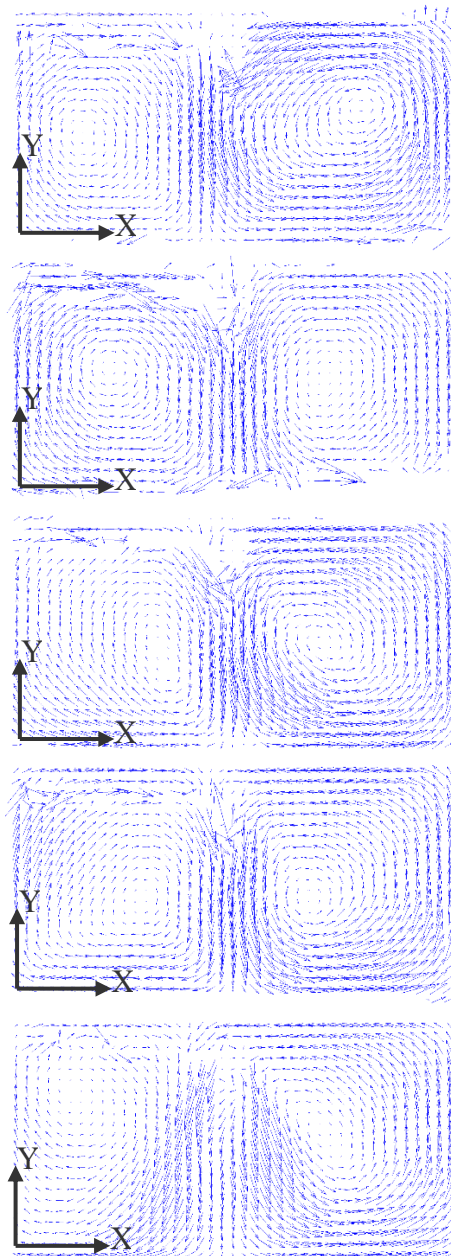
**Figura 6.14** Mappe di velocità media sulla medesima sezione  $Z=15$  cm dopo due diversi transitori

Dalle immagini si può ben evidenziare come vi sia un netto sbilanciamento dei due getti principali e una importante asimmetria dei vortici.

Per evitare quindi di mettere a confronto tra loro mappe di diversa natura fluidodinamica, prima di effettuare ogni test la pompa di circolazione veniva tenuta spenta per un tempo sufficiente a smorzare e azzerare il moto del fluido originatosi nella prova precedente. Inoltre, prima di ogni test veniva monitorato il corretto funzionamento delle quattro riprese, posizionando idonei manicotti per permetterne l'apertura/chiusura in ognuno dei rami di ripresa.

In seguito alla corretta verifica di ripescaggio dell'acqua, il test veniva svolto in quattro serie ripetute per ogni diverso valore di portata e sezione  $Z$ ; in questo modo si cerca di non essere affetti da una dipendenza statistica delle misure.





**Figura 6.15** Sequenza delle mappe di velocità media per le 6 sezioni Z a Qrif

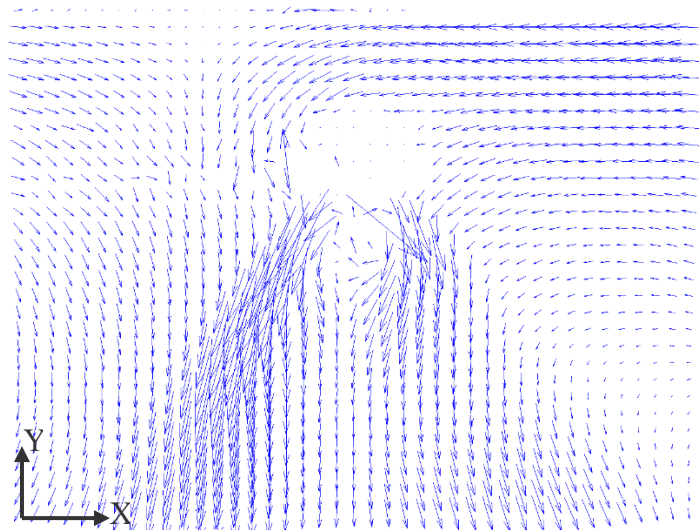
### **6.2.7 Risultati sperimentali e analisi dei dati: setup con obiettivo 60 mm**

Con riferimento alla campagna di misure utilizzando l'obiettivo da 60 mm, si focalizza l'analisi in una regione zoomata nell'intorno del canale; in particolare il piano oggetto è rappresentato da una finestra che dalla quota del soffitto in corrispondenza di  $Y = 26$  cm scende ad  $Y = 18$  cm dove è posizionato il canale, mentre nella direzione  $X$  tale finestra comprende uno spazio totale di 36 cm sui 100 cm totali della vasca, con diffusore posto nella mezzeria ad  $X = 18$  cm.

Scopo di tale studio è quello di andare ad indagare in modo più preciso la dinamica dei flussi d'acqua nella zona in prossimità del getto iniziale; come già detto, tale strumentazione non permette di studiare la velocità con cui il getto esce dai fori e viene immesso in ambiente, ma ci si limiterà a visualizzare come tale getto influisce sul resto dell'acqua ambiente e quindi analizzando il suo effetto induttivo nella stanza.

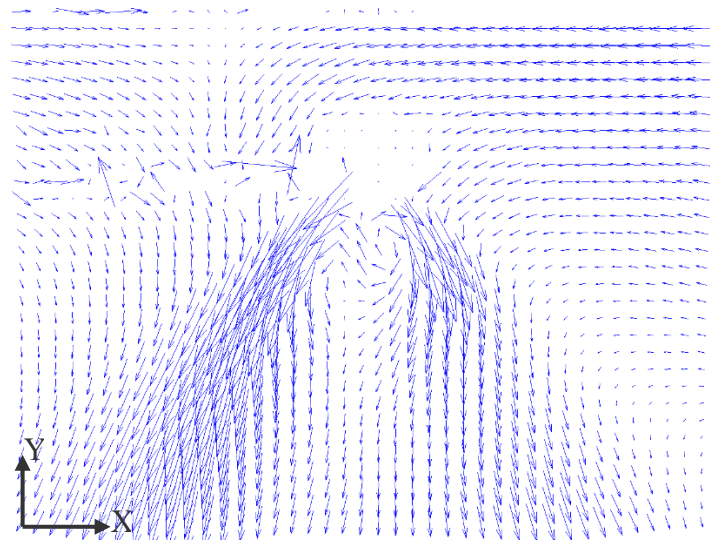
In seguito all'elaborazione delle immagini, emerge come non sia rilevante analizzare il rapporto di induzione così come è stato calcolato per la precedente campagna di misure, in quanto tale configurazione si concentra su una porzione troppo limitata dell'ambiente. Allo stesso modo, tale area di osservazione non arriva a comprendere la zona del volume occupato e quindi non si sono riportate le relative analisi in merito alle velocità presenti ad altezza d'uomo.

Tuttavia l'acquisizione di immagini zoomate vicino al canale ha portato a definire meglio i moti che si generano vicino al distributore, sia per quanto riguarda i singoli getti, sia per come i due getti si influenzano a vicenda. Vengono riportati di seguito gli esempi ritenuti più significativi:



**Figura 6.16** Mappa di velocità media in  $Z=90$  cm a  $Q_{max}$





**Figura 6.17** Mappa di velocità media in  $Z=90$  cm a  $Q_{rif}$

Dalle figure 6.26, 6.27 si può osservare come il campo di moto indotto dal canale microforato risulti evidentemente più dettagliato rispetto alle precedenti mappe ottenute per regione di campo esteso, con una mappa di vettori più raffinata e concentrata nella zona oggetto di studio. Come era già emerso dalle misure portate a termine nel paragrafo precedente, si conferma ancora una volta in corrispondenza della sezione  $Z=90$  cm come i due getti principali siano ben visibili e indipendenti tra loro; si nota anche come per entrambe le portate  $Q_{max}$  e  $Q_{rif}$  le linee di flusso tendano in parte a seguire la curvatura del canale nella parte inferiore della lamiera, per poi essere trasportate verso la zona occupata lungo la verticale discendente. Inoltre si può evidenziare (in maniera puramente qualitativa) come la densità dei vettori velocità sia sbilanciata tra i due getti ai rispettivi lati del diffusore, e in particolar modo come ci sia la presenza di una direzione preferenziale di flusso dal lato sinistro. Dal confronto, invece, tra i due livelli di portata sempre sulla medesima sezione  $Z=90$  cm, è chiaro come alla  $Q_{max}$  l'estensione dei due vortici controrotanti sia maggiore rispetto al caso con  $Q_{rif}$ , portando ad una restrizione sull'angolo di dispersione dei getti principali che tendono ad avvicinarsi tra loro, generando di conseguenza una minor gittata.

Passando invece alla sezione  $Z=75$  cm, i due getti principali non sono più facilmente distinguibili, ma tendono a coalescere tra loro già ad una breve distanza dal punto di immissione; l'ampiezza dei due vortici ora è maggiore rispetto alla sezione  $Z=90$  cm e l'angolo di dispersione risulta molto più stretto.

Dalle figure 6.28, 6.29 emerge in maniera ancora più evidente come nella parte superiore del canale vi sia una quantità di massa d'acqua che si sposta dal lato destro verso il lato sinistro del distributore, e che in un momento successivo porta ad un maggior flusso nel getto di sinistra. Tale predominanza tra i due flussi provoca uno

sbilanciamento sul lato sinistro nella parte inferiore del diffusore, che va poi in parte ad unirsi ed interferire con il flusso di destra (fenomeno più accentuato nel caso il sistema di distribuzione funzioni alla portata massima).

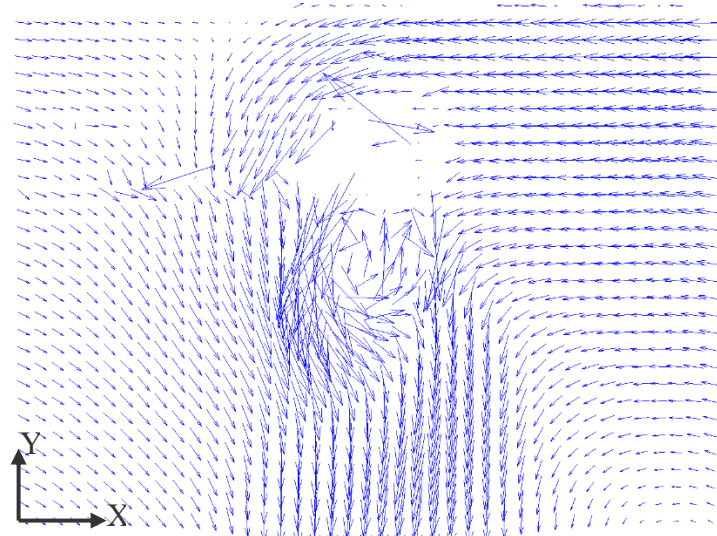


Figura 6.18 Mappa di velocità media in  $Z=75$  cm a  $Q_{max}$

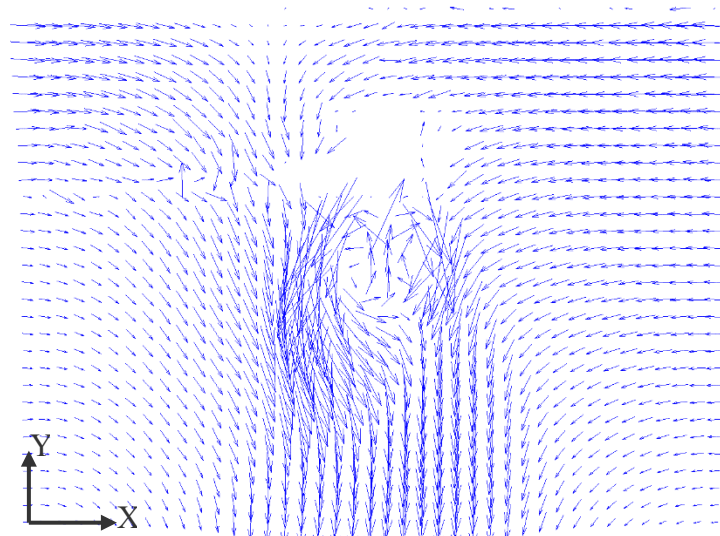


Figura 6.19 Mappa di velocità media in  $Z=75$  cm a  $Q_{rif}$

### 6.3 Analisi dei risultati tramite simulazione CFD in aria

Grazie ad un programma di calcolo CFD (Computational Fluid Dynamics) che permette di simulare il flusso dell'aria in un ambiente realistico considerando l'interazione della stessa con le pareti, le riprese, le fonti di calore endogene, gli eventuali ostacoli puntuali o estesi, si può ottenere una simulazione alquanto realistica

che permette di valutare le temperature e le velocità dell'aria in ogni punto dell'ambiente. Per un utilizzo corretto di tale software è necessario conoscere con precisione i parametri termodinamici e geometrici sia dell'ambiente che dell'impianto di climatizzazione, per le stagioni estiva e invernale.

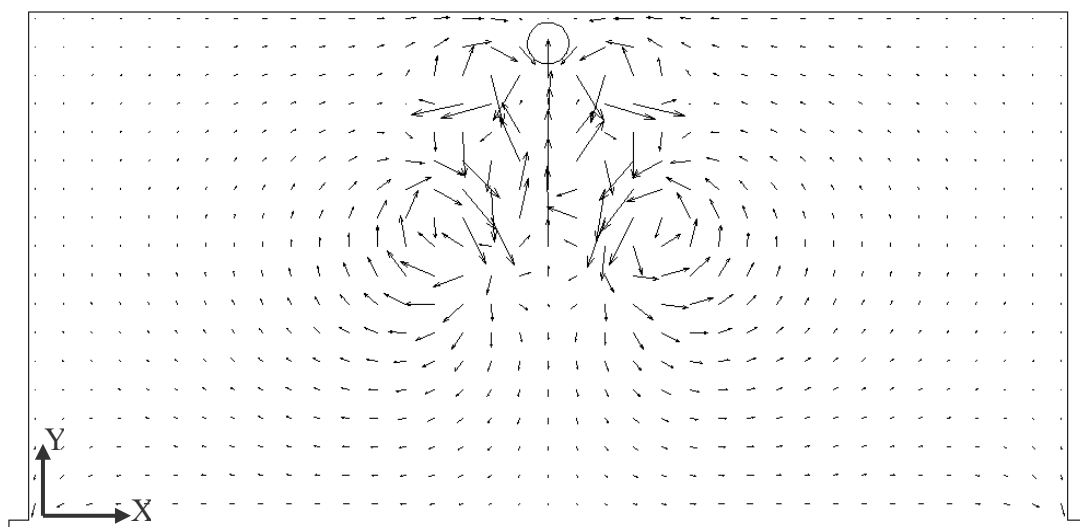
In particolare, nel programma di simulazione utilizzato dall'azienda Klimagiel vengono definiti i valori geometrici sia dell'ambiente-stanza, sia del diffusore con le relative misure di diametro dei fori e passo; possono essere aggiunti altri parametri iniziali e condizioni al contorno per definire al meglio la simulazione oggetto di studio. Trovata la forometria ottimale per garantire un certo valore di portata che si vuole ottenere, si concentra l'analisi limitatamente ad una porzione di 0,5 m di canale su un piano 2D, mantenendo in tal modo fissa la dimensione relativa alla lunghezza della stanza (corrispondente all'asse Z nel modello in scala).

Avendo scelto di analizzare un canale microforato con fori da 4 mm e portata in immissione pari a 2500 m<sup>3</sup>/h, si focalizzerà l'attenzione sul numero di fori relativo a tale sezione di 0,5 m di canale e da cui viene iniettata una portata di 160 m<sup>3</sup>/h. Questa assunzione è stata ritenuta valida a seguito di uno studio svolto sulla fluidodinamica interna al diffusore e in cui la portata erogata dai fori lungo lo sviluppo del canale si manteneva costante per questa particolare geometria (con riferimento ai capitoli 2-3).

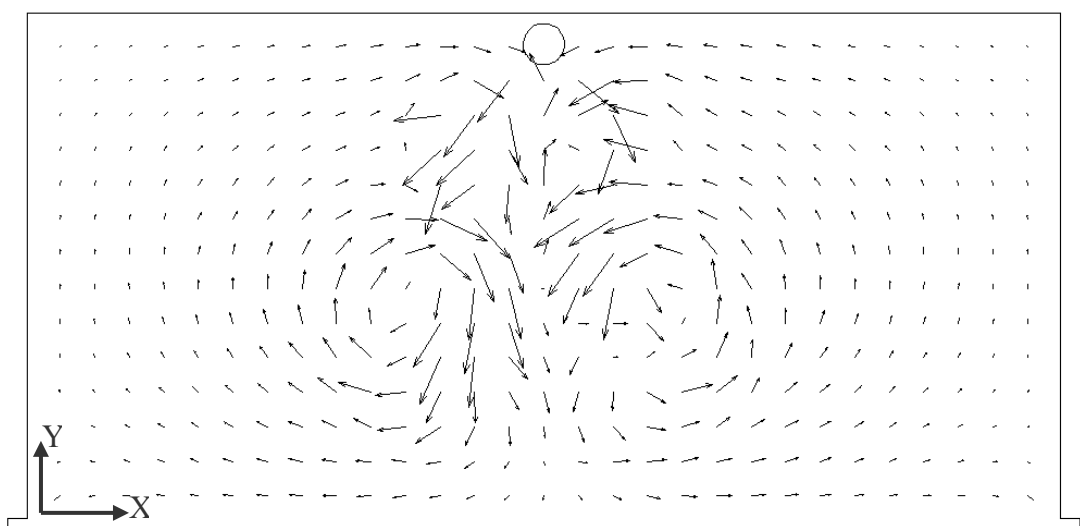
Successivamente viene necessario definire una opportuna griglia di mesh da utilizzare e su cui implementare i calcoli; in particolare vengono creati due diversi livelli di mesh: un primo livello base e un secondo livello più fitto e raffinato in corrispondenza del canale e dei singoli fori. In prossimità dei fori, infatti, viene imposta una dimensione minima di cella pari a metà del diametro del foro; in questo modo si garantisce che una opportuna quantità di celle possa comprendere la superficie forata nella sua totalità, assicurando una corretta affidabilità nell'uso della simulazione.

Il passo successivo è quello di realizzare due fessure che figurano come bocchette di ripresa dell'aria, poste in corrispondenza dei vertici del pavimento della stanza; questo espediente viene usato per mantenere la conservazione del bilancio di massa nel sistema, impostando in tali punti una pressione ambiente.

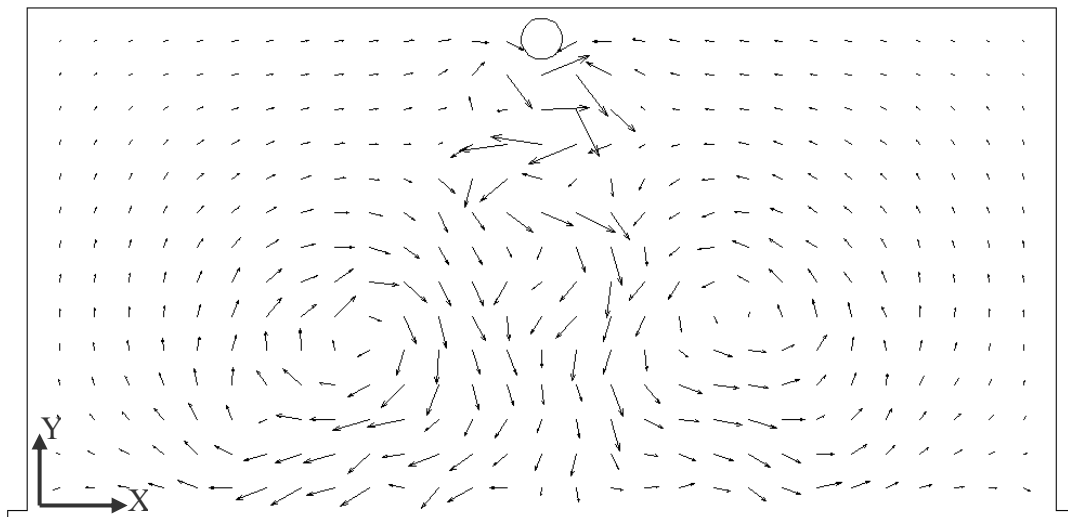
Nella figure seguenti si può vedere il risultato della simulazione ottenuta mediante il software SolidWorks applicato al sistema reale in aria:



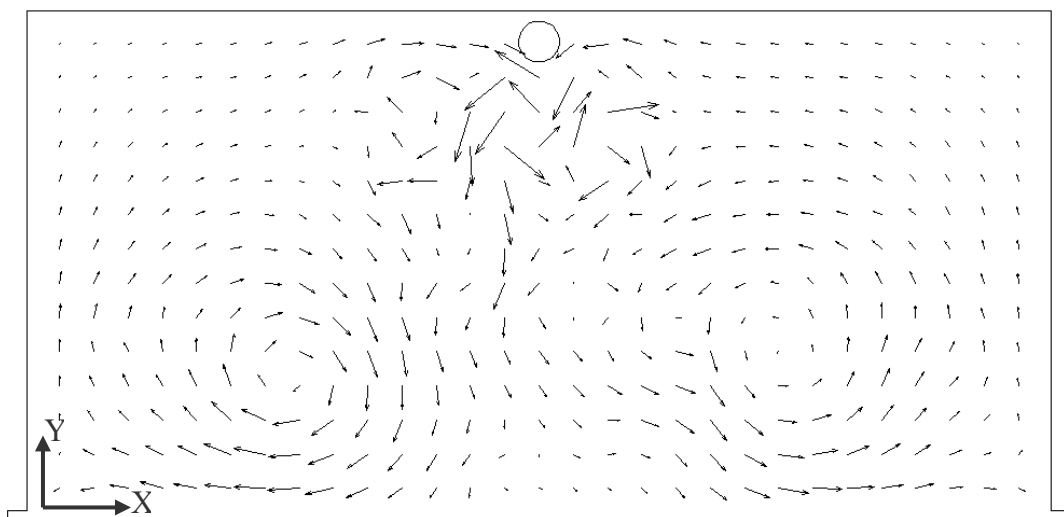
**Figura 6.20** Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 50



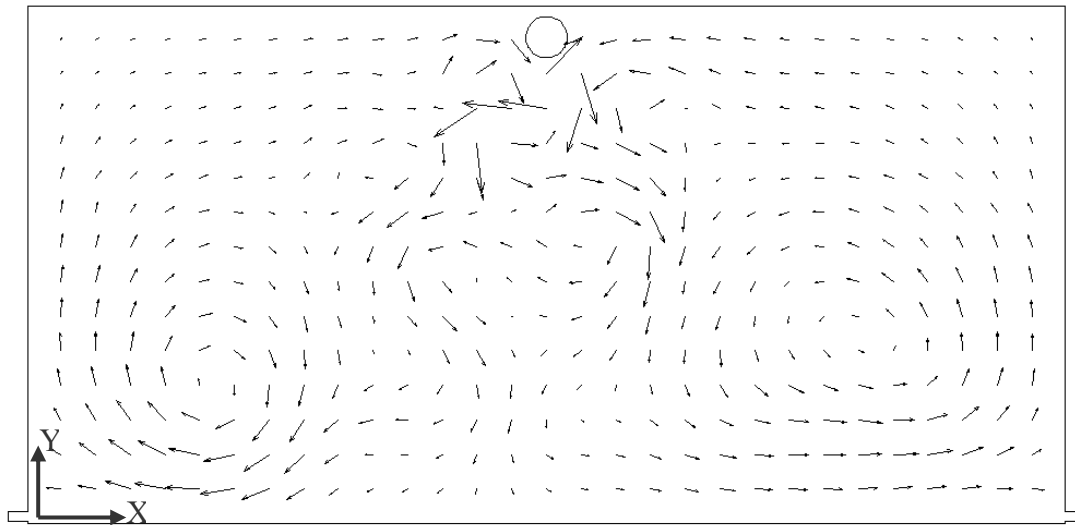
**Figura 6.21** Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 100



**Figura 6.22 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 150**



**Figura 6.23 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 200**



**Figura 6.24 Mappa di vettori ottenuta da SolidWorks in aria, iterazione 250**

Dalle mappe di vettori ottenute mediante l'ausilio del software SolidWorks, emerge come nella prima serie di iterazioni (figura 6.30) i due getti principali tendano a coalescere tra loro già ad una breve distanza dal canale, principalmente per l'effetto dovuto all'induzione con l'aria ambiente, in una zona in cui le velocità scendono dalla velocità iniziale di efflusso  $v_0 = 11,68$  m/s fino a  $v = 0,77$  m/s ad una distanza dal diffusore pari a  $x = 1$  m (valori ottenuti dal software di calcolo dell'azienda); inoltre si nota come vi sia la presenza di due vortici controrotanti ai lati del diffusore, originati dai due getti principali.

**Tabella 6.6 Velocità dell'aria in uscita dal diffusore ottenute dal software dell'azienda a diverse distanze x**

VELOCITÀ DELL'ARIA	VALORE
Velocità di efflusso [m/s]	11,68
Velocità a $x = 1$ m [m/s]	0,76
Velocità a $x = 2$ m [m/s]	0,41
Velocità a $x = 3$ m [m/s]	0,27
Velocità a $x = 4$ m [m/s]	0,21
Velocità a $x = 5$ m [m/s]	0,16

Avanzando con il numero di iterazioni (figure 6.31, 6.32), la zona centrale dove è presente il getto principale risulta più definita; inoltre si può vedere come i due vortici aumentino di volume coinvolgendo più aria ambiente e rimanendo allo stesso tempo simmetrici rispetto all'asse del canale.

Una volta invece che il flusso d'aria indotto nell'ambiente raggiunge il pavimento, i due vortici vengono alterati e in particolar modo sembra non vi sia più una evidente simmetria nelle rispettive zone ai lati del diffusore, manifestando un leggero

sbilanciamento tra il flusso di destra e il flusso di sinistra (figure 6.33, 6.34). Inoltre, da questa simulazione si evince come in corrispondenza della zona occupata compresa tra i due vortici vi sia un basso movimento di aria; questo da una parte è positivo in quanto non genera discomfort per le persone, non superando il valore limite imposto dalla normativa, ma al contempo potrebbe dare luogo ad una regione stagnante in cui l'aria non viene correttamente miscelata con il resto dell'ambiente. Tuttavia questo risultato resta da convalidare in seguito ad ulteriori accorgimenti.

Per quanto riguarda, invece, la visualizzazione qualitativa del campo di moto nella stanza, emerge come la simulazione presenti in maniera affidabile il movimento dell'aria totale generato dal diffusore all'interno dell'ambiente nel caso isoterma, salvo non visualizzare le situazioni di asimmetria che si sono verificate sperimentalmente, facendo emergere sostanzialmente i risultati emersi dalle prove PIV.





---

## 7 Conclusioni e sviluppi futuri

### 7.1 Conclusioni e sviluppi futuri relativi al Circuito A

Durante questo lavoro di tesi si è studiato in un primo momento la fluidodinamica all'interno dei canali microforati.

A seguito di rilevazioni sperimentali su di un circuito di prova (Circuito A), realizzato presso l'azienda Klimagiel di Verona, si è riusciti a comprendere l'andamento delle grandezze di interesse all'interno di un canale di prova con diametro dei fori pari a 4 mm, e in particolare si ricava che:

- la pressione statica si mantiene all'incirca costante lungo tutto il canale;
- la velocità dell'aria in uscita dai fori risulta pressoché costante lungo tutto il canale;

In seguito a misure effettuate su diversi tipi di canale forato, in particolare su un diffusore con fori da 2 mm e in cui vi è una maggior percentuale di lamiera liscia rispetto alla fascia forata, emergono dei risultati discordanti sull'andamento della pressione statica (e di conseguenza della velocità di uscita dell'aria dai fori) lungo l'asse del canale; in particolare si evidenzia dalle prove sperimentali come in questi canali vi sia un discreto recupero di pressione statica, analogamente al comportamento di canali lisci.

Le misure sperimentali di pressione dinamica rilevate in prossimità dell'asse del condotto permettono di constatare che vi è un regime di moto non misurabile attraverso gli strumenti utilizzati nelle prove; sul bordo del canale si riscontrano al contrario misure più coerenti con le aspettative.

Successivamente all'aggiunta di raddrizzatori di flusso prima del canale forato da testare, si è giunti ad una situazione più stabile dei profili di velocità anche in corrispondenza dell'asse del canale.

Si è poi costruito un modello di calcolo, basato su modelli reperiti in letteratura per casi analoghi, per descrivere gli andamenti delle grandezze di interesse all'interno del canale quali: portata, velocità, pressione statica, pressione dinamica e pressione totale dell'aria che attraversa tale condotto, implementando il calcolo con l'uso di un corretto coefficiente di perdita di carico sul foro e caratteristico per ogni diversa geometria.

Per quanto riguarda la tipologia di canale con fori da 2 mm, tale modello di calcolo non rappresenta in maniera veritiera il comportamento reale all'interno del diffusore; a seguito di un'ottimizzazione nel modello matematico, si riesce a rappresentare

correttamente l'andamento delle grandezze di interesse all'interno del condotto imponendo un fattore d'attrito univoco per tutto il canale e tale da rappresentare la perdita di pressione dinamica a vantaggio della pressione statica.

Si cercherà in futuro di studiare un nuovo modello di calcolo 2D a zone, in particolare dividendo il canale microforato in fascia forata e non forata, ognuna caratterizzata da un diverso fattore d'attrito e quindi da uno specifico comportamento all'interno del canale.

### 7.2 Conclusioni e sviluppi futuri relativi al Circuito B

Durante questo lavoro di tesi si è inoltre indagato l'immissione di aria in ambiente attraverso il canale microforato; tale ricerca sperimentale è stata svolta presso il laboratorio del dipartimento di Energia su un secondo circuito di prova (Circuito B) in scala 1:10 rispetto ad un impianto di ventilazione di riferimento indicato dall'azienda e dimensionato sulla base della similitudine fluidodinamica. Tramite tale Circuito B è stato possibile introdurre un modello di flusso e analizzare in maniera quantitativa, mediante tecnica PIV, come i getti di aria primaria immessa influenzino l'aria presente in ambiente attraverso il principio dell'induzione. Il modello presentato e le prove realizzate sono effettuate in condizioni isoterme. Da tale setup sperimentale si è riusciti a quantificare in particolare:

- il rapporto di induzione locale per diverse sezioni lungo il canale, nonché il rapporto di induzione medio globale del canale;
- la presenza di una componente di velocità tridimensionale nel modello di flusso;
- le velocità presenti in corrispondenza del volume occupato;
- la conseguente individuazione di zone relative a situazione di comfort e di discomfort per gli occupanti.

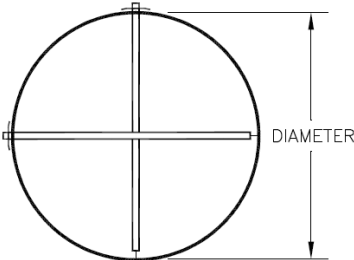
Come possibile sviluppo futuro, tutte le grandezze indagate andranno valutate in condizioni non isoterme per il caso estivo e il caso invernale, utilizzando anche differenti tipologie di canali. In particolare emerge come sia interessante ottimizzare il modello in similitudine andando ad introdurre ostacoli e sorgenti esterne all'interno del sistema, atte a simulare rispettivamente barriere all'avanzamento del flusso e dispersioni/rientrate d'aria attraverso l'involucro.

Infine si ritiene utile dotare il sistema di una strumentazione PIV stereoscopica, per indagare in modo quantitativo l'apporto dovuto alla terza componente di velocità esistente nel modello di flusso.

## Appendice A

Tabella per la scelta del numero di tubi di Volu-probe per il ramo di aspirazione del Circuito A e scheda tecnica:

**MODEL C - CIRCULAR CONFIGURATION, 90° FLANGE CONSTRUCTION**



Diameter	Min. Qty of VOLU-probes Recommended
8" to 18"	1
> 18" to 72"	2
> 72"	3

FOR CIRCULAR DUCTS

### 2% Certified Measurement Accuracy



*Air Monitor Corporation certifies that the VOLU-probe Airflow Traverse Probe shown herein is licensed to bear the AMCA Certified Ratings Seal – Airflow Measurement Station Performance. The ratings shown are based on tests and procedures performed in accordance with AMCA Publication 611 and comply with the requirements of the AMCA Certified Ratings Program.*

#### Test Results – Rectangular Stations

Reference Volume, ACFM	Reference Velocity, AFPM	% Accuracy	Airflow Resistance IN w.c.
35,134	4,015	0.53	.082
31,391	3,488	0.45	.064
26,018	2,891	0.39	.044
19,456	2,162	0.23	.028
13,971	1,552	0.10	.013
8,832	981	-1.40	.005

#### Test Data

Model. VOLU-probe  
 Type. Differential Pressure  
 Conversion Formula.  $Velocity = 1096 \sqrt{\frac{AMS \text{ Velocity Pressure}}{Air \text{ Density}}}$   
 Sizes & Shapes Tested. 36" x 36" Rectangular; 36" dia. Circular  
 Applicable Sizes Rated. Rectangular ductwork with cross-sectional areas between 4.5 and 18.0 square feet; Circular ductwork with cross-sectional areas between 3.5 and 14.1 square feet.  
 Test Setup. AMCA Standard 610, Figure 1

#### Test Results – Circular Stations

Reference Volume, ACFM	Reference Velocity, AFPM	% Accuracy	Airflow Resistance IN w.c.
29,602	4,188	1.03	.066
24,915	3,525	0.97	.047
18,728	2,649	0.30	.033
14,463	2,046	0.15	.017
10,455	1,479	0.16	.010
8,285	1,172	- 1.37	.005

Scheda tecnica per il tubo di Pitot singolo del Circuito A:



TEMPERATURA/LIMITI\*



PRESSIONE DIFFERENZIALE



- 1 Non richiede calibrazione
- 2 Fori di precisione per la pressione statica
- 3 Punta semisferica antidanneggiamento
- 4 Costruzione inox 304 a lunga durata
- 5 Saldature in argento per una tenuta perfetta
- 6 Disegno ASME conforme alle specifiche AMCA e ASHRAE
- 7 Coefficiente 1, senza amplificazioni
- 8 Mod. da 3 mm adatto per condotte piccole da 100 a 200 mm
- 9 Mod. da 8 mm per condotte da 250 mm o superiori e resistente fino a 800°C
- 10 Raccordo a compressione o flangia sdoppiata di fissaggio per una installazione fissa

## 160

### Tubi di Pitot singoli

#### Descrizione

I Tubi di Pitot singoli della serie 160, costruiti in acciaio inox resistente alla corrosione, sono adatti per la misura di portata o velocità dell'aria all'interno di canali. Il valore della pressione differenziale ai capi del Pitot può essere misurata mediante un manometro differenziale di tipo a colonna di liquido, analogico serie Magnehelic, digitale serie 477/475 oppure mediante un trasmettitore di pressione differenziale per una trasmissione remota della misura.

Il disegno ASME è conforme alle specifiche AMCA e ASHRAE per garantire la massima accuratezza entro un'elevata varietà di condizioni di flusso. Non è richiesto nessun fattore di correzione, questi Pitot su disegno ASHRAE hanno coefficiente 1 e non necessitano di calibrazione. La lunghezza del pitot stampata sul lato della serie 160 ne facilita il posizionamento. Il tubo di raccordo della pressione statica è parallelo alla parte finale di misura.

Questa caratteristica permette un facile allineamento del pitot rispetto alla condotta e al flusso di aria. I tubi di Pitot della serie 160 sono in grado di fornire una lettura esatta anche se posizionati non perfettamente in asse rispetto alla direzione del flusso arrivando a coprire un angolo di 15 gradi.

Sono disponibili differenti formati per l'utilizzo in condotte piccole a partire da 100 mm di diametro fino a 11 metri. Differenti accessori per il montaggio permettono l'installazione permanente del Pitot.

Standard diametro 8 mm			
Modello	Portata	Modello	Portata
160-8	8"	160-60	96"
160-12	12"	160-180	120"
160-18	18"	160-168	168"
160-24	24"	160-216	216"
160-36	36"	Modello completo diametro 3 mm	
160-48	48"	160-6	6"
160-60	60"	160-12	12"
Modello universale per tubi 3/4"		160-6	6"
160-U	*	160-12	12"
Accessori		Opzioni	
A-158 Flangia sdoppiata di montaggio		Raccordo a compressione Opzione di montaggio per la Serie 160/167 Aggiungere il suffisso "CF" (es. 160-6-CF)	
A-159 Raccordo a compressione di montaggio			
A-532 Regola calcolatore			

\* Il modello universale per installazione permanente e collegamento a tubo metallico completa i Pitot di ogni lunghezza con tubo da 3/4" schedule 40, riduzione 3/4" - 1/2" e tubi da 1/4".

Caratteristiche tecniche dei manometri magnehelic del Circuito A:

### Caratteristiche tecniche

<b>Temperatura ambiente:</b>	da -7 a +60°C.
<b>Max. pressione statica:</b>	da -680 mbar a 100 kPa.
<b>Sovrapressione:</b>	il tappo di scarico si apre a circa 25 psig (170 kPa).
<b>Collegamenti:</b>	prese 1/8" NPT femmina, per alta e bassa pressione, doppie - una coppia laterale e una posteriore
<b>Precisione:</b>	21°C / $\pm 2\%$ f.s. ( $\pm 3\%$ per i campi - 0 e $\pm 4\%$ per i campi -00).
<b>Accessori standard:</b>	due tappi 1/8" NPT per le doppie prese di pressione, due portagomma 1/8" NPT, tre staffe per fissaggio a pannello (anello di montaggio e anello elastico sostituiscono i 3 adattatori per i manometri media e alta pressione).
<b>Connessioni al processo:</b>	attacchi a compressione per tubo o est. 6 mm, sul lato inferiore della custodia.

\* Modelli a bassa temperatura disponibili come opzione speciale.

\*\* Per applicazioni ad elevato ciclo di funzionamento, si consiglia  
l'uso di uno strumento con rating di pressione statica superiore.

Modello	Campo PSI	Risoluzione min.	Modello	Campo mm H2O	Risoluzione min.	Modello	Campo cm H2O	Risoluzione min.	Modello	Campo KPa	Risoluzione min.
2201	0-1	0,02	2000-6 mmH	0-6	0,20	2000-15 cm	0-15	0,50	2000-1 KPa	0-1	,02
2202	0-2	0,05	2000-10 mm	0-10	0,20	2000-20 cm	0-20	0,50	2000-1,5 KPa	0-1,5	,05
2203	0-3	0,10	2000-25 mm	0-25	0,50	2000-25 cm	0-25	0,50	2000-2 KPa	0-2	,05
2204	0-4	0,10	2000-50 mm	0-50	1	2000-50 cm	0-50	1	2000-3 KPa	0-3	,10
2205	0-5	0,10	2000-60 mm	0-60	2	2000-60 cm	0-60	1	2000-4 KPa	0-4	,10
2210*	0-10	0,20	2000-100 mm	0-100	2	2000-80 cm	0-80	2	2000-5 KPa	0-5	,10
2215*	0-15	0,50				2000-100 cm	0-100	2	2000-8 KPa	0-8	,20
2220*	0-20	0,50	Campo con zero centrale			2000-150 cm	0-150	5	2000-10 KPa	0-10	,20
2230***	0-30	1	2500-12 mmH***	6-0-6	0,20	2000-200 cm	0-200	5	2000-16 KPa	0-15	,50
*opzione MP media pressione **opzione HP alta pressione ***scale special			2500-20 mm	10-0-10	0,50	2000-250 cm	0-250	5	2000-20 KPa	0-20	,50
			Modello	Campo Pa	Risoluzione min.	2000-300 cm	0-300	10	2000-25 KPa	0-25	,50
			2000-60 Pa*	0-60	2	campo con zero centrale			2000-30 KPa	0-30	1
Doppia scala press/velocità per uso col tubo di Pitot			2000-125 Pa	0-125	5	2800-4 cm	2-0-2	,10	campo con zero centrale		
			2000-250 Pa	0-250	5	2900-10 cm	5-0-5	,20	2900-1 KPa	0,5-0-0,5	,02
			2000-500 Pa	0-500	10	2300-30 cm	15-0-15	1	2300-3 KPa	1,5-0-1,5	,10
Codice	mm H2O-m / s		2000-750 Pa	0-750	25						
	0-10 / 0-12		2000-900 Pa	0-900							
	0-25 / 0-20		campo con zero centrale								
162055-00	0-25 / 0-20		2800-60 PaH	30-0-30	2	*Calibrati in posizione Verticale					
			2800-250 Pa	125-0-125	5						
			2800-500 Pa	250-0-250	10						

Dati tecnici di multimetro e anemometro a filo caldo del Circuito A:

### VELOCICALC

#### Models 9555, 9555-A, 9555-P, 9555-X and Optional Probes

##### Velocity (Pitot Tube for Meter Models 9555, 9555-A, 9555-P)

Range <sup>1</sup>	250 to 15,500 ft/min (1.27 to 78.7 m/s)
Accuracy <sup>2</sup>	±1.5% at 2,000 ft/min (10.16 m/s)
Resolution	1 ft/min (0.01 m/s)

##### Duct Size

Dimensions	1 to 250 inches in increments of 0.1 in. (1 to 635 cm in increments of 0.1 cm)
------------	---

##### Volumetric Flow Rate

Range	Actual range is a function of velocity, pressure, duct size, and K factor
-------	---

##### Static/Differential Pressure (Meter Models 9555, 9555-A, 9555-P)

Range <sup>3</sup>	-15 to +15 in. H <sub>2</sub> O (-28.0 to +28.0 mm Hg, -3735 to +3735 Pa)
Accuracy	±1% of reading ±0.005 in. H <sub>2</sub> O (±0.01 mm Hg, ±1 Pa)
Resolution	0.001 in. H <sub>2</sub> O (0.1 Pa, 0.01 mm Hg)

##### Barometric Pressure

Range	20.36 to 36.648 in. Hg (517.15 to 930.87 mm Hg)
Accuracy	±2% of reading

##### Instrument Temperature Range

Operating (Electronics)	40 to 113°F (5 to 45°C)
Storage	-4 to 140°F (-20 to 60°C)

##### Data Storage Capabilities

Range	26,500+ samples and 100 test IDs
-------	----------------------------------

##### Logging Interval

1 second to 1 hour
--------------------

##### Time Constant

User selectable
-----------------

##### External Meter Dimensions


3.8 in. x 8.3 in. x 2.1 in. (9.7 cm x 21.1 cm x 5.3 cm)
---

##### Meter Weight with Batteries

0.8 lbs. (0.36 kg)
--------------------

##### Power Requirements

Four AA-size batteries or AC adapter
--------------------------------------

	960	0 to 9,999 ft/min (0 to 50 m/s) 0 to 200°F (-18 to 93°C)	±3% of reading or ±3 ft/min (±0.015 m/s), whichever is greater <sup>4,5</sup> ±0.5°F (±0.3°C) <sup>6</sup>	1 ft/min (0.01 m/s) 0.1°F (0.1°C)	Length 40 in. (101.6 cm) Tip dia. 0.28 in. (7.0 mm) Base dia. 0.51 in. (13.0 mm)
	964	0 to 9,999 ft/min (0 to 50 m/s) 14 to 140°F (-10 to 60°C) 0 to 95% RH	±3% of reading or ±3 ft/min (±0.015 m/s), whichever is greater <sup>4,5</sup> ±0.5°F (±0.3°C) <sup>6</sup> ±3% RH <sup>7</sup>	1 ft/min (0.01 m/s) 0.1°F (0.1°C) 0.1% RH	Length 40 in. (101.6 cm) Tip dia. 0.28 in. (7.0 mm) Base dia. 0.51 in. (13.0 mm)

Dati tecnici del ventilatore del Circuito A (WCCI 560 D4N):

Caratteristiche tecniche

Modello	Potenza motore [kw]	N° poli	Alimentazione elettrica [V]	Max. corrente assorbita [A]	Max. livello sonoro irradiato [dB(A)]	Lwa [dB(A)]	Max-temperatura di esercizio [°C]
WCCI280E2N*	0,600	2	230-1-50	4,0	61	81	75
WCCI315E2N	0,914	2	230-1-50	5,4	65	82	60
WCCI400E4N	0,555	4	230-1-50	3,0	55	73	80
WCCI450E4N	0,800	4	230-1-50	4,3	59	79	55
WCCI500E4N	1,320	4	230-1-50	7,6	64	79	50
WCCI560D4N	2,390	4	400-3-50	5,0	66	83	80
WCCI630D4N	4,077	4	400-3-50	7,7	73	87	50

Dati tecnici dell'inverter:

Mains voltage 380-500 V, 50/60 Hz, 3~ Series NXL HVAC												
Frequency converter type		Loadability				Motor shaft power				Mechanical size Enclosure and protection class	Dimensions WxHxD	Weight (kg)
		Low		High		400V supply		500V supply				
		Rated continuous current I <sub>N</sub> (A)	10% over-load current (A)	Rated continuous current I <sub>N</sub> (A)	50% over-load current (A)	10% over-load 45°C P(kW)	50% over-load 50°C P(kW)	10% over-load 45°C P(kW)	50% over-load 50°C P(kW)			
EMC-level H	HVAC03C2	3,3	3,6	2,2	3,3	1,1	0,75	1,5	1,1	MF4/IP21	128x292x190	5
	HVAC04C2	4,3	4,7	3,3	5,0	1,5	1,1	2,2	1,5	MF4/IP21	128x292x190	5
	HVAC05C2	5,6	5,9	4,3	6,5	2,2	1,5	3	2,2	MF4/IP21	128x292x190	5
	HVAC07C2	7,6	8,4	5,6	8,4	3	2,2	4	3	MF4/IP21	128x292x190	5
	HVAC09C2	9	9,9	7,6	11,4	4	3	5,5	4	MF4/IP21	128x292x190	5
	HVAC12C2	12	13,2	9	13,5	5,5	4	7,5	5,5	MF4/IP21	128x292x190	5
	HVAC16C2	16	17,6	12	18	7,5	5,5	11	7,5	MF5/IP21	144x391x214	8,1
	HVAC23C2	23	25,3	16	24	11	7,5	15	11	MF5/IP21	144x391x214	8,1
	HVAC31C2	31	34	23	35	15	11	18,5	15	MF5/IP21	144x391x214	8,1





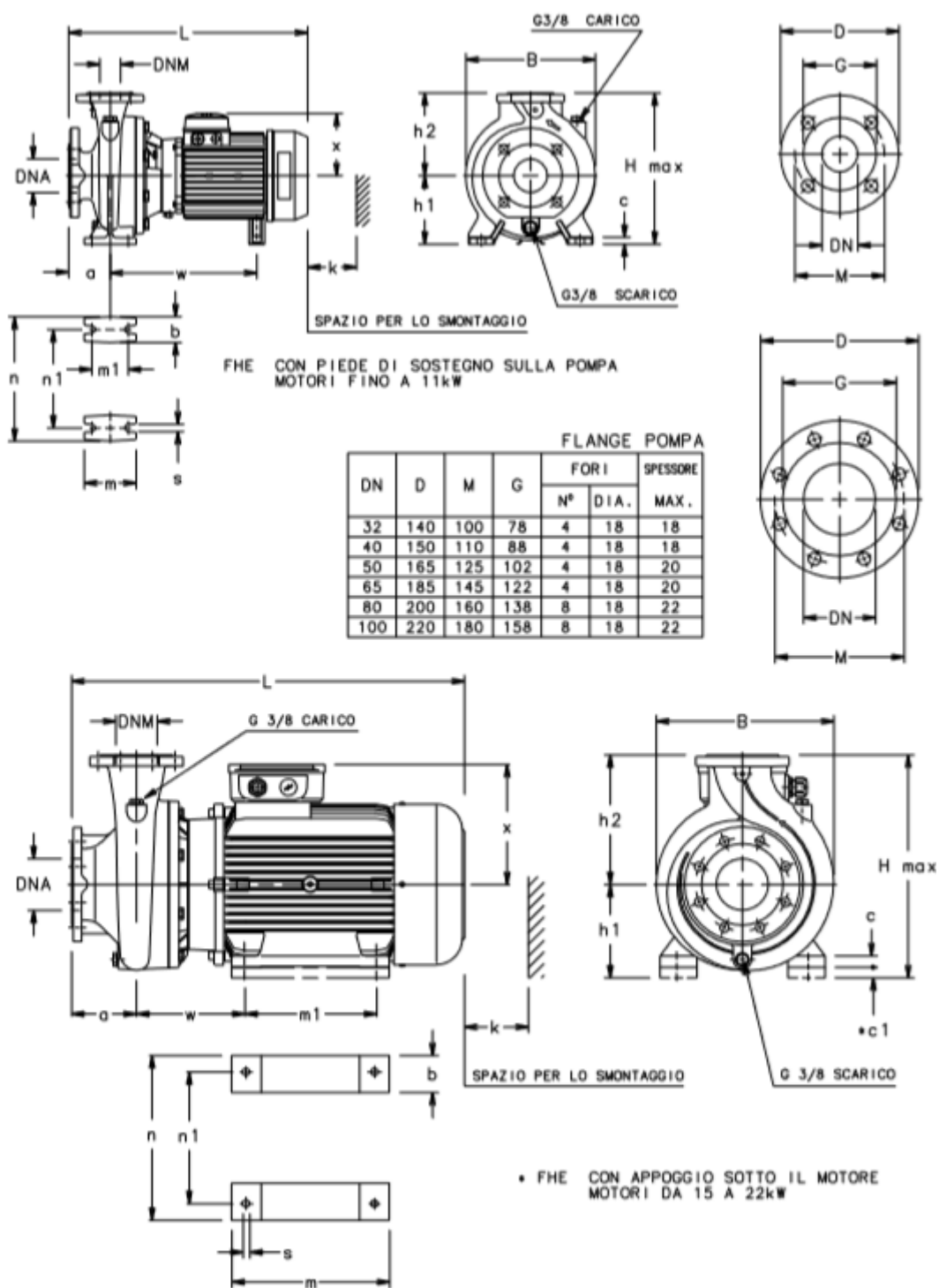
## Appendice B

Dati tecnici dell'asometro del Circuito B:

PRESSURE LOSS						
Measuring range f/h	50-500	100-1,000	150-1,500	250-2,500	200-2,000	300-3,000
Pressure loss mbar	22.84	22.84	22.84	22.84	24.99	24.99
Measuring range f/h	600-6,000	1,000-10,000	1,500-15,000	2,000-20,000	3,000-30,000	8,000-60,000
Pressure loss mbar	24.99	24.99	28.23	45.67	45.67	47.24

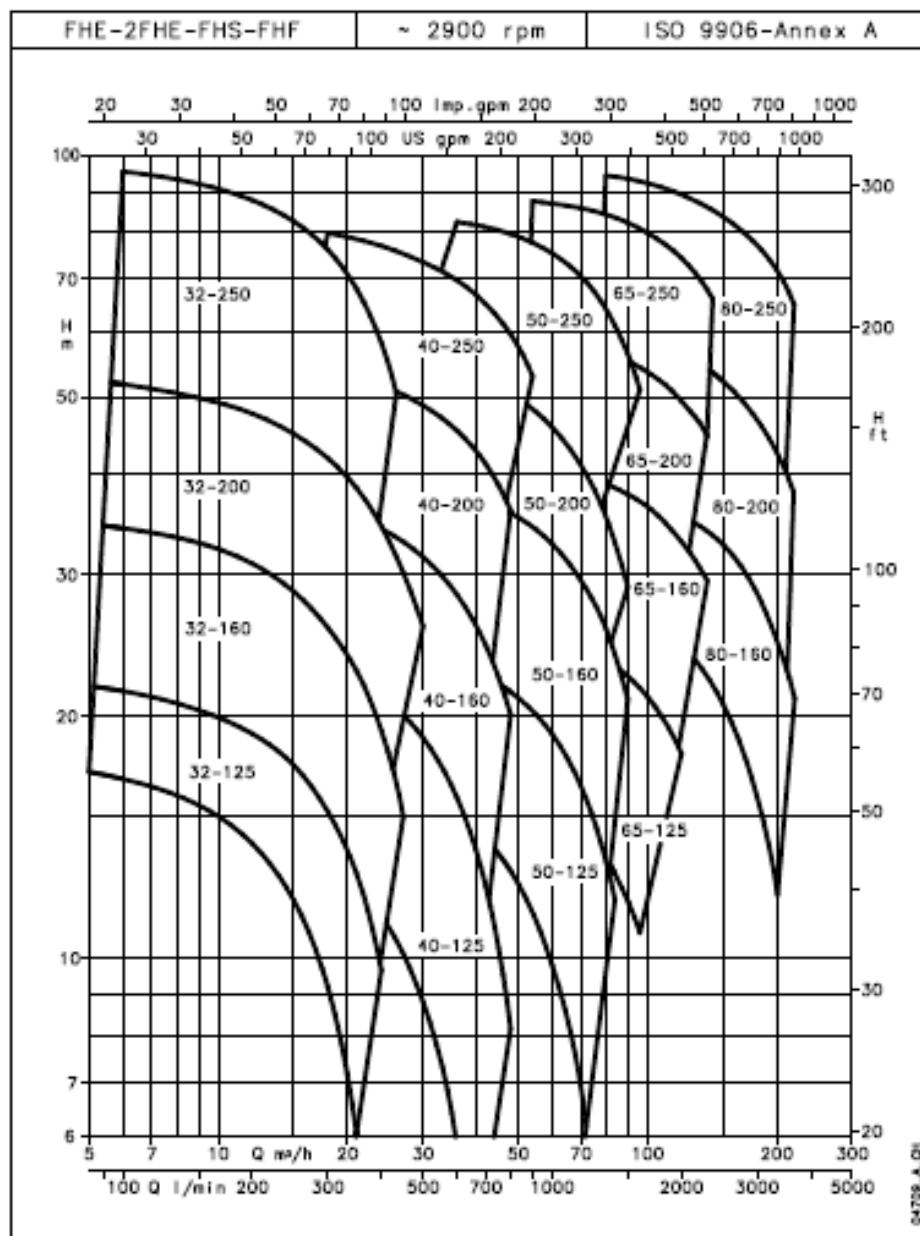
MEASURING ACCURACY										
Accuracy Class 4 as defined by VDE/DIN 3513 page 2										
Flow in %	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Total measured value error in %	13.00	8.00	6.33	5.50	5.00	4.67	4.43	4.25	4.11	4.00
Total limit value error in %	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.9	3.1	3.4	3.7	4.0

Schema e curve caratteristiche FH 32-160:



## Appendice

POMPA TIPO	DIMENSIONI (mm)																	B	H max	L	k	PESO kg
	POMPA							APPOGGIO														
	DNM	DNA	a	f	h2	w	x	b	c	*c1	h1	m	m1	n	n1	s						
FHS 32-125/07/D	32	50	80	155	140	290	129	50	12	-	112	100	70	190	140	14	233	252	498	86	33,6	
FHS 32-125/11/D	32	50	80	155	140	290	129	50	12	-	112	100	70	190	140	14	233	252	498	86	35,6	
FHS 32-160/15/D	32	50	80	155	160	290	129	50	12	-	132	100	70	240	190	14	235	292	498	86	36,4	
FHS 32-160/22/C	32	50	80	155	160	300	134	50	12	-	132	100	70	240	190	14	235	292	533	86	42	
FHS 32-200/30/P	32	50	80	165	180	310	134	50	12	-	160	100	70	240	190	14	285	340	543	86	55	
FHS 32-200/40/P	32	50	80	165	180	338	154	50	12	-	160	100	70	240	190	14	285	340	564	86	67	





## Appendice C

Specifiche tecniche della telecamera utilizzata nel Circuito B

Type number	C8484-05C		
Imaging device	Progressive scan interline CCD with micro-lens		
Effective number of pixels	1344 (H) × 1024 (V)		
Cell size	6.45 $\mu\text{m}$ (H) × 6.45 $\mu\text{m}$ (V)		
Effective area	8.67 mm (H) × 6.60 mm (V)		
Pixel clock rate	20 MHz/pixel		
Frame rate	1 × 1		12.2 frame/s
	binning	2 × 2	22.8 frame/s
		4 × 4	41.0 frame/s
		8 × 8	68.4 frame/s
Readout noise (r.m.s.) (typ.)	10 electrons		
Full well capacity (typ.)	17 000 electrons		
Dynamic range*	1700 : 1		
A/D converter	12 bit		
Exposure time	4.5 $\mu\text{s}$ to 1 s		
Sub-array	Yes		
Analog gain	1×, 5×		
External trigger	Edge trigger, Level trigger		
Lens mount	C-mount		
Digital output	Camera Link		
External control	Camera Link		
Power requirements	DC+12 V		
Power consumption	Approx. 8 V·A		
Ambient storage temperature	-10 °C to + 50 °C		
Ambient operating temperature	0 °C to + 40 °C		
Ambient operating/storage humidity	70 % max. (with no condensation)		



---

## Bibliografia

- [1] M. Riva, *Dispensa del corso di Meccanica dei fluidi*.
- [2] Yunus A. Cengel, John M. Cimbala, *Meccanica dei fluidi*, McGraw-Hill, 2011.
- [3] K. El Moueddeb, S. Barrington, and N. Barthakur El Moueddeb, *Perforated Ventilation Ducts: Part 1, A Model for Air Flow Distribution*, *J. Agric. Eng. Res.*, vol. 68, n. 1, pp. 21-27, 1997.
- [4] [www.web.mit.edu](http://www.web.mit.edu), *Fluids*, no. 1. pp. 5–7.
- [5] S. Lanzoni, *Le equazioni della meccanica dei fluidi*.
- [6] [www.web.taed.unifi.it](http://www.web.taed.unifi.it), *Elementi di fluidodinamica: resistenza al moto dei fluidi nei condotti e perdite di carico*
- [7] [www.ditec.unige.it](http://www.ditec.unige.it), *Elementi di termofluidodinamica*, pp. 1–27.
- [8] I. E. Idel'chik, *Handbook of hydraulic resistance*, 1960.
- [9] G. Tavecchio, *Analisi fluidodinamica di canali microforati*, 2013.
- [10] K. El Moueddeb, S. Barrington, and N. Barthakur El Moueddeb, *Perforated Ventilation Ducts: Part 2, Validation of an Air Distribution Model*, *J. Agric. Eng. Res.*, vol. 68, n. 1, pp. 29-37, 1997.
- [11] ASHRAE, *Laboratory methods of testing fans for aerodynamics performance rating*, 2007.
- [12] ASHRAE Handbook, *Space air diffusion*, chapter 32, 2000-2003.
- [13] ASHRAE Handbook, *Room air movement*, chapter 23, 2000-2003.
- [14] M. Loomans, *The measurement and simulation of indoor air flow*.
- [15] [www.aero.polimi.it](http://www.aero.polimi.it), *Forma adimensionale delle equazioni di Navier Stokes e similitudine fluidodinamica*, pp.1-14.
- [16] R. Bucr, *Omogeneità, similitudine e modelli idraulici*.
- [17] Incropera, DeWitt, Bergman, and Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.
- [18] S. Valente, *Dispensa del corso di termofluidodinamica computazionale*, pp. 1-24, 2012.
- [19] A. Farina, *Misure fluidodinamiche*.
- [20] Dantec Dynamics, *User's Guide*, 2013.
- [21] G. Einberg, *Air diffusion and solid contaminant behaviour in room ventilation with CFD*.
- [22] Y. A. Hassan, T. K. Blanchat, and C. H. S. Jr, *Flow visualization using particle*, vol. 633.
- [23] J. Westerweel, *Fundamentals of digital particle image velocimetry*, Measurement Science and Technology, vol. 8, 1997.
- [24] K. Kiger and C. Park, *Introduction of Particle Image Velocimetry*.
- [25] A. K. Prasad, *Particle image velocimetry*, p. pp. 51–60.

- 
- [26] R. J. Adrian, *Twenty years of particle image velocimetry*, vol. 39, n. 2, p. 159–169, 2005.
- [27] Quanta System, *Laser Technology*.
- [28] Hamamatsu Photonics Systems Division.
- [29] W. L. Gui, *A correlation based continues window shift technique for reducing the peak locking effect in digital PIV image evaluation*, vol. 32, pp. 506-517, 2002.
- [30] Raffel M. Willer C.E., Kompenhans J., *Particle Image Velocimetry- A practical guide*, Springer, 1998.
- [31] I. Grant, *Particle Image Velocimetry- a review*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, pp. 55-76, January 1997.
- [32] R.D. Keane, R. J. Adrian, *Theory of cross correlation analysis of PIV images*, Applied scientific research, pp. 191-215, 1992.
- [33] R. J. Adrian, *Particle Image Velocimetry*, Cambridge, 2010.



---

---