



# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Laurea In Ingegneria Meccanica

## Caratterizzazione e calibrazione di un Venturi operante in condizioni diverse dalla normativa

Relatore: Prof. CARLO OSNAGHI

Tesi di laurea di:

WILLIAM RESNATI

Matr. 750508

Anno Accademico 2011/2012





# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Laurea In Ingegneria Meccanica

## Caratterizzazione e calibrazione di un Venturi operante in condizioni diverse dalla normativa

Relatore: Prof. CARLO OSNAGHI

Tesi di laurea di:

WILLIAM RESNATI

Matr. 750508

Anno Accademico 2011/2012



.....  
.....  
.....



## SINTESI DEL LAVORO

### CAPITOLO 1: BREVE DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO

1.1 L'IMPIANTO DI PROVA.....	1-1
1.2 FUNZIONAMENTO DELL'IMPIANTO .....	1-2
1.3 L'IMPIANTO DI NUOVA CONCEZIONE.....	1-4

### CAPITOLO 2: VENTURI CLASSICO

2.1 PROGETTAZIONE DEL VENTURI.....	2-1
2.2 REQUISITI D'INSTALLAZIONE.....	2-2
2.3 STUDIO TEORICO DELL'INFLUENZA DEI COMPONENTI AMONTE DEL VENTURI .....	2-5
2.4 DETERMINAZIONE DELLA PORTATA DEL FLUSSO .....	2-10
2.4.1 DETERMINAZIONE DEL SALTO DI PRESSIONE .....	2-11
2.4.2 DETERMINAZIONE DELLA DENSITÀ .....	2-12

### CAPITOLO 3: VENTURI SONICO

3.1 PROGETTAZIONE DEL VENTURI SONICO.....	3-1
3.2 REQUISITI D'INSTALLAZIONE.....	3-3
3.2.1 MISURE DI PRESSIONE .....	3-3
3.2.2 MISURE DI TEMPERATURA .....	3-4
3.3 CARATTERIZZAZIONE DELLA CONDIZIONE DI EFFLUSSO .....	3-5
3.4 DETERMINAZIONE DELLA PRESSIONE TOTALE A MONTE.....	3-7
3.5 DETERMINAZIONE DELLA PORTATA DEL FLUSSO .....	3-9

### CAPITOLO 4: PROVE SPERIMENTALI

4.1 MISURE DI PRESSIONE .....	4-1
4.2 SONDA DI PRESSIONE A 5 FORI.....	4-2
4.3 FONDAMENTI DI CALIBRAZIONE DELLE SONDE DI PRESSIONE.....	4-3
4.4 CALIBRAZIONE DELLA SONDA A 5 FORI UTILIZZATA NELLA SPERIMENTAZIONE .....	4-5
4.5 ELABORAZIONE DEI DATI.....	4-8
4.6 MONTAGGIO DELLA STRUMENTAZIONE.....	4-8

---

4.7	ACQUISIZIONE DATI .....	4-9
4.8	RICOSTRUZIONE DEL FLUSSO.....	4-10
4.9	DESCRIZIONE E ANALISI CRITICA DEI RISULTATI .....	4-11
4.9.1	CAMPO DI MOTO A MONTE DEL VENTURI.....	4-11
4.9.2	VARIAZIONE DELLE CONDIZIONI OPERATIVE .....	4-17
4.9.3	CARATTERISTICHE DEL FLUSSO A VALLE DEL VENTILATORE.....	4-20
4.9.4	CARATTERISTICHE DEL FLUSSO A VALLE DELLA CURVA DIVERGENTE .....	4-23
4.9.5	ANALISI DEL FLUSSO DOPO LE MODIFICHE ALLA VOLUTA DEL VENTILATORE ...	4-24
4.9.6	VALUTAZIONE DELLA PORTATA NELLE VARIE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO .....	4-30
4.9.7	VALUTAZIONE DELLA PORTATA ATTRAVERSO IL VENTURI CLASSICO.....	4-31

## CAPITOLO 5: CALIBRAZIONE VENTURI E ANALISI DELL'INCERTEZZA

5.1	DESCRIZIONE DELLA PROVA DI TARATURA .....	5-1
5.2	DETERMINAZIONE DELLA PORTATA .....	5-2
5.3	VALUTAZIONE DELLE INCERTEZZE.....	5-3
5.4	COEFFICIENTI DI SENSIBILITÀ.....	5-5
5.5	INCERTEZZA ESPANSA.....	5-5
5.6	INCERTEZZA DEGLI STRUMENTI E DELLE GRANDEZZE IN ESAME.....	5-6
5.7	DETERMINAZIONE DELL'INCERTEZZA SULLA MISURA DELLA PORTATA CON VENTURI SONICO SECONDO LA NORMA ISO 5168.....	5-7
5.8	DETERMINAZIONE DELL'INCERTEZZA SULLA MISURA DELLA PORTATA CON VENTURI CLASSICO SECONDO LA NORMA ISO 5168.....	5-8
5.9	DETERMINAZIONE DELL'INCERTEZZA SULLA MISURA DEL COEFFICIENTE DI EFFLUSSO DEL VENTURI CLASSICO SECONDO LA NORMA ISO 5168 .....	5-9
5.10	VALUTAZIONE DELL'INFLUENZA DELLE CONDIZIONI OPERATIVE.....	5-11
5.11	DETERMINAZIONE DELL'INCERTEZZA ASSOCIATA AL VENTURI CLASSICO DOPO LA TARATURA .....	5-14
5.12	CONCLUSIONI.....	5-15

## APPENDICE A

STRUMENTI PER LA MISURAZIONE DELLA PORTATA DI GAS

## BIBLIOGRAFIA



---

## SINTESI DEL LAVORO

Il tema principale della dissertazione è la verifica dell'accuratezza delle misure di portata nell'impianto *Closed Loop Test Rig* all'interno del *Laboratorio Fluidodinamico delle Macchine* del Politecnico di Milano, progettato per testare diversi stadi di turbina assiale.

L'accuratezza delle misure relative alla portata circolante, essenziale per trarre delle conclusioni affidabili, si pone come obiettivo prioritario dello studio effettuato, conformemente alla rilevante applicazione industriale dell'impianto medesimo; a tal fine l'approccio utilizzato si esplicita nella minimizzazione del valore dell'incertezza relativa a tale misura.

La scelta di disporre di un tubo di Venturi che permetta di raggiungere una misura tanto più accurata deriva dalla necessità di perfezionare l'impianto, garantendone una precisa misura della portata.

Tenute presenti le dimensioni a disposizione dell'impianto in esame, non sarebbe stato possibile ottenere un'incertezza sulla misura finale inferiore all'1,2 % ca. Pertanto, al fine di rendere maggiormente fruibile dal punto di vista di future applicazioni industriali l'impianto in esame, si è deciso di utilizzare anche un Venturi sonico come primario, al quale si è riferita la misura del Venturi classico. Con questo sistema si è potuto ridurre l'incertezza sulla misura finale di portata fino allo 0,5% ca. e condurre una successiva campagna sperimentale disponendo di una misura accurata della portata circolante nell'impianto.

Insieme all'utilizzo di un Venturi classico si sono predisposti anche degli appositi nidi d'ape con lo scopo di uniformare il flusso in ingresso allo stesso in modo da permetterne un corretto funzionamento e una misura accurata e ripetibile.

In un quadro che muove dal generale al particolare e dalla teoria alla pratica, la prima fase del lavoro si pone come un studio teorico propedeutico alla successiva analisi dell'effetto dei nidi d'ape sull'uniformizzazione del flusso e sul profilo di velocità che è possibile riscontrare a valle degli stessi. Per valutare tale profilo sono state effettuate prove mediante un misuratore di pressione appositamente calibrato; successivamente si è proceduto ad apportare modifiche strutturali all'impianto in modo da raggiungere un campo di moto del gas il più possibile uniforme, determinando una condizione fluidodinamica ottimale per garantire il funzionamento del Venturi.

---

Infine si è proceduto con la calibrazione del Venturi classico mediante un Venturi sonico appositamente progettato per raggiungere una accuratezza sulla misura della portata molto più elevata. La dissertazione termina con un'analisi dell'incertezza che ha portato alla definizione dei fattori maggiormente influenti nel calcolo della stessa; in particolare si evince come gli strumenti di misura utilizzati nella definizione delle grandezze principali abbiano un peso e una valenza differente in merito alla definizione dell'incertezza composta sulla misura.

## BREVE DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO

L'impianto in oggetto, denominato *Low Speed Closed Loop Test Rig*, è una galleria del vento anulare progettata per testare stadi di turbina assiale. La sezione di prova è progettata appositamente per riprodurre al meglio le condizioni fluidodinamiche all'interno di una turbomacchina assiale. È possibile quindi indagare il campo di moto a valle di stadi di turbina assiale in condizioni di flusso subsonico.

### 1.1 L'impianto di prova

Nel corso dei paragrafi seguenti si evince come il processo di riprogettazione che ha interessato l'impianto in esame non abbia impattato il funzionamento e gli elementi principali, i quali sono rimasti invariati e vengono di seguito riassunti:

- 1) Ventilatore Centrifugo
- 2) Motore Elettrico
- 3) Condotto di mandata
- 4) Camera di stanca
- 5) Scambiatore di calore
- 6) Condotto convergente di raccordo con la camera di prova
- 7) Turbogruppo

La figura 1.1 è la rappresentazione delle componenti sopra elencate:

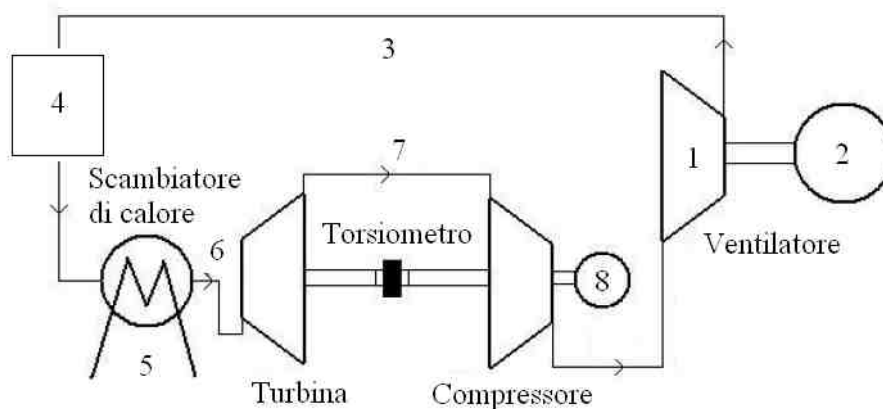


Figura 1.1: Rappresentazione schematica della galleria del vento anulare.

## 1.2 Funzionamento dell'impianto

La portata d'aria è garantita da un ventilatore centrifugo azionato da un motore elettrico di 450 KW mediante il quale è possibile intervenire sulla velocità di rotazione della macchina. A monte del ventilatore sono presenti delle palettature IGV (*Inlet Guide Vanes*) che permettono, insieme alla regolazione del numero di giri, di controllare la portata dell'impianto.



*Figura 1.2: Ventilatore centrifugo monostadio.*

L'aria in uscita dal ventilatore viene convogliata nella tubazione di mandata che ha lo scopo di raccogliere il flusso in uscita dalla voluta. La tubazione deve quindi garantire una buona guida del flusso evitando distacchi di vena nelle curve del circuito mediante specifiche alettature posti in tali sezioni. Il flusso d'aria viene quindi convogliato in una camera di stanca che ha la funzione principale di uniformare il flusso prima del convergente che terminerà nella sezione di prova degli stadi di turbina. La camera di stanca è stata progettata anche per eliminare fenomeni di pulsazioni di portata che potrebbero influire sulla prova della macchina e per ridurre fenomeni turbolenti di larga scala.



*Figura 1.3: Camera di stanca e scambiatore di calore.*

Essendo l'impianto in esame chiuso, è necessario predisporre uno scambiatore di calore aria/acqua posizionato subito a valle della camera di stanca che provveda a raffreddare l'aria circolante nell'impianto che altrimenti aumenterebbe progressivamente la propria temperatura. A valle dello scambiatore è poi presente il condotto convergente che porta alla sezione di prova dell'impianto.

Il flusso perviene quindi alla turbina di cui si vogliono caratterizzare le prestazioni che, insieme al compressore posto a valle, determina l'insieme del turbogruppo. Gli stadi di turbina che è possibile caratterizzare sono pari a due con un altezza massima della palettatura pari a 200 mm e con raggio massimo pari a 890 mm.

Il compressore a valle della turbina ha lo scopo di assorbire il lavoro prodotto dagli stadi di turbina assiale e di aumentare il rapporto di compressione rispetto a quello fornito dal solo ventilatore centrifugo, consentendo una maggiore flessibilità all'impianto. Il compressore assiale è costituito da due stadi preceduti da palettature IGV che, come per il ventilatore, hanno lo scopo di regolare la macchina.

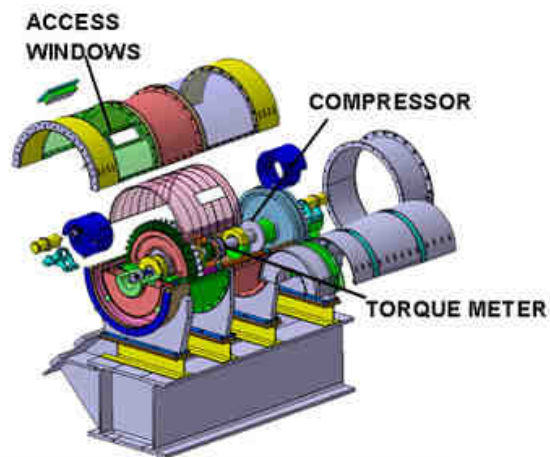


Figura 1.4: Foto turbogruppo e dettagli turbina/compressore.

### 1.3 L'impianto di nuova concezione

L'impianto è stato recentemente riprogettato per consentire una maggior precisione nella sperimentazione degli stadi di turbina, soprattutto per quanto riguarda la determinazione della portata circolante nel circuito. A tal proposito si sono adottate delle modifiche sostanziali all'impianto che hanno previsto l'installazione di un tubo di Venturi che consentisse una misura della portata più precisa. Il Venturi è stato quindi installato lungo la tubazione di mandata prima della camera di stanca ottenendo uno schema di impianto come in figura 1.5. Di seguito si riporta la condotta superiore dell'impianto con il Venturi classico.



Figura 1.5: Parte superiore impianto di nuova concezione.

Come si vedrà in seguito, a monte del Venturi sono stati predisposti dei nidi d'ape con la funzione di uniformare il flusso prima dell'ingresso nel misuratore di portata, in modo da garantire una misura affidabile e ripetibile e la quale venga influenzata il meno possibile dal profilo di velocità. Anche con queste precauzioni però la normativa di riferimento sulle misure di portata mediante tali strumenti non permetteva di considerare un'incertezza adeguata sulla misura di portata e si è quindi reso necessario l'utilizzo di un Venturi sonico in modo da poter calibrare su di esso il Venturi classico. In particolare, come si avrà modo di approfondire in seguito, le distanze previste dalla norma per la misura di portata con un Venturi classico sono di molto superiori a quelle realizzabili sull'impianto in esame e si è quindi dovuto, per contenere l'incertezza sulla misura di portata e quindi ottenere una misura il più possibile fedele alla realtà, utilizzare un Venturi sonico che ha la caratteristica di fornire una misura molto più precisa secondo la normativa di riferimento.

L'utilizzo di tale strumento però rende di gran lungo più rigido l'impianto in quanto raggiungendo la condizione sonica in gola la portata volumetrica risulta bloccata e quindi è possibile modificare solo sensibilmente la portata massica variando la pressione a monte. Per questo motivo si è dovuto utilizzare il Venturi classico nell'impianto in esame, utilizzando il Venturi sonico solamente per la procedura di calibrazione.

Di seguito, per avere una visione qualitativa dell'impianto nel suo insieme, si riporta lo schema complessivo:

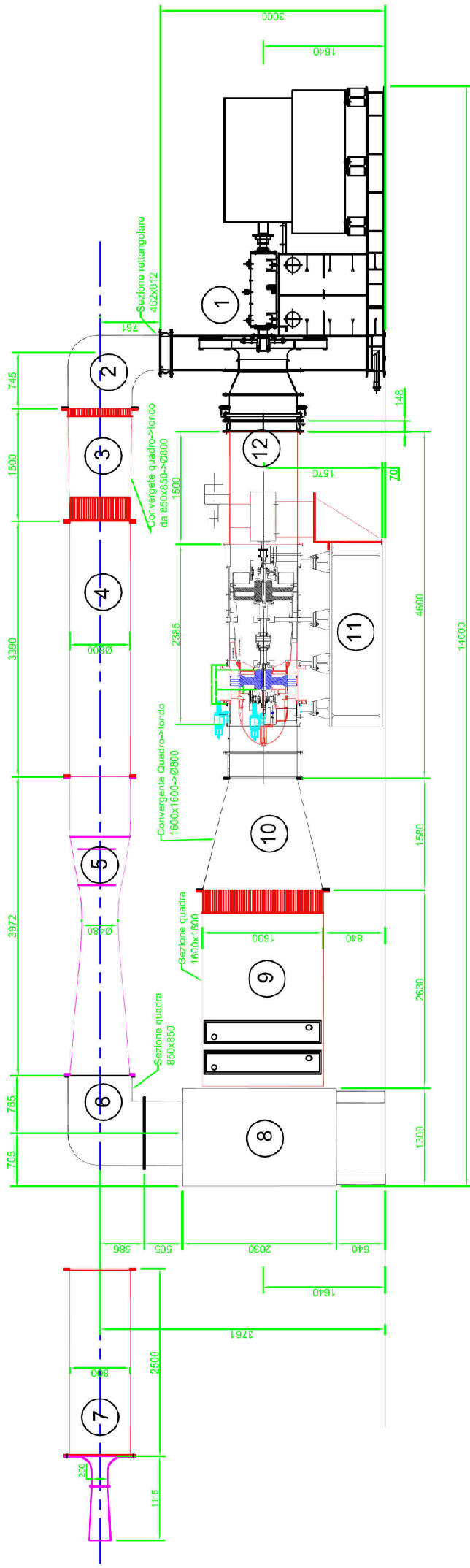


Figura 1.6: Schema d'impianto complessivo.

1. Ventilatore centrifugo
2. Curva a 90° divergente
3. Convergente con nidi d'ape
4. Tubazione ingresso venturi
5. Venturi classico
6. Curva a 90° ingresso camera di stanca
7. Venturi sonico
8. Camera di stanca
9. Scambiatore di calore
10. Convergente quadro-tondo
11. Turbogruppo
12. Ingresso ventilatore centrifugo



Il tubo di Venturi è uno strumento atto alla misurazione di portate che, attraverso un restringimento graduale del condotto, determina una variazione di pressione e di velocità del fluido in modo tale che sia possibile risalire alla portata circolante nel condotto.

Consiste in una prima parte convergente che converte il carico di pressione in carico cinetico e termina in una gola cilindrica alla quale si connette un divergente conico che questa volta converte il carico cinetico in pressione. Esistendo una precisa relazione tra la differenza di pressione e la velocità della corrente, il tubo di Venturi può essere utilizzato come strumento di misura della portata sia di fluidi comprimibili che incomprimibili.

## 2.1 Progettazione del Venturi

La geometria è stata definita seguendo la norma ISO 5167-4: 2003(E) che, oltre ad alcune definizioni generali, definisce specifiche restrizioni funzioni dei differenti metodi di realizzazione del Venturi definendo per ognuno dei limiti di rugosità delle superfici interne e del numero di Reynolds. In particolare essa discrimina il metodo di realizzazione del condotto convergente.

Il Venturi utilizzato è stato realizzato mediante carpenteria e ricade nella sezione “*as cast*” della norma che definisce le seguenti ulteriori specifiche:

- Rugosità interna ( $R_a$ ) del condotto convergente inferiore a  $10^{-4} D$  ( $= 80 \mu m$ );
- Lunghezza minima del condotto cilindrico di ingresso pari a:  
 $0,25 D \pm 250 mm = 450 mm$  ;
- Rugosità interna ( $R_a$ ) del condotto a monte del convergente pari alla rugosità del convergente stesso;
- Raggio di curvatura ( $R_1$ ) tra condotto cilindrico in ingresso e convergente pari a:  
 $1,375 D \pm 0,275 D$ ;
- Raggio di curvatura ( $R_2$ ) tra convergente e gola cilindrica pari a:  $3,625 d \pm 0,125 d$ ;
- Raggio di curvatura ( $R_3$ ) tra gola cilindrica e divergente entro:  $5d \leq R_3 \leq 15d$ ;
- Lunghezza della gola cilindrica superiore a  $d/3$  ( $=160mm$ );

- o La distanza tra la fine della curvatura  $R_2$  e la sezione di misura della pressione e tra la sezione di misura di pressione e l'inizio della curvatura  $R_3$  devono essere superiori a  $d/6$  ( $=80\text{mm}$ ).

Seguendo le specifiche citate si è pervenuti al disegno di seguito riportato:

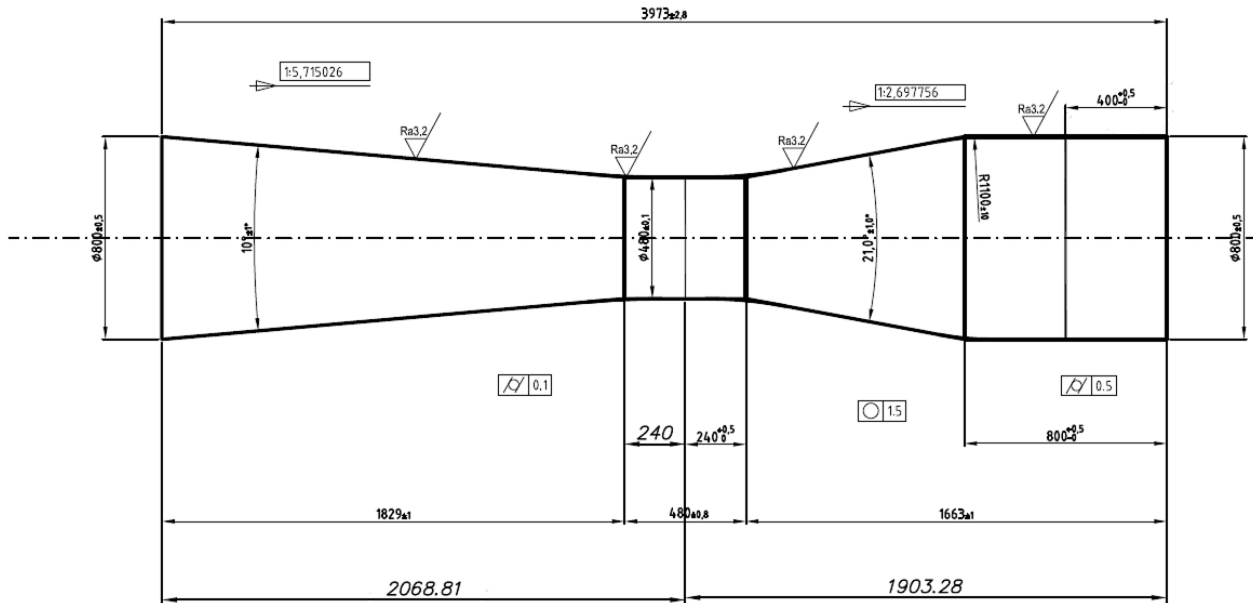


Figura 2.1: Disegno Venturi classico.

## 2.2 Requisiti d'installazione

La normativa definisce altresì il posizionamento dello strumento e degli accessori a monte dello stesso quali curve, convergenti e così via.

Il posizionamento degli accessori è di notevole importanza poichè, se effettuato con criterio, determina una condizione di funzionamento ottimale degli strumenti posti a valle. Nel caso invece di posizionamento troppo ravvicinato rispetto agli stessi è possibile che il flusso risulti disturbato e che tale disturbo possa compromettere il corretto funzionamento dei successivi strumenti.

La normativa definisce, per alcuni elementi, le distanze da interporre tra questi e lo strumento di misura. Gli elementi considerati dalla norma sono però differenti da quelli montati sul circuito in esame e quindi è possibile utilizzare le distanze previste dalla norma solo come indicazione.

La normativa si riconduce sempre ad un flusso completamente sviluppato pari cioè a quello che si ottiene in una tubazione circolare di diametro  $D$  ad una determinata distanza misurata in

diametri dalla sezione di imbocco dello strumento in modo da ottenere una condizione come la seguente illustrata.

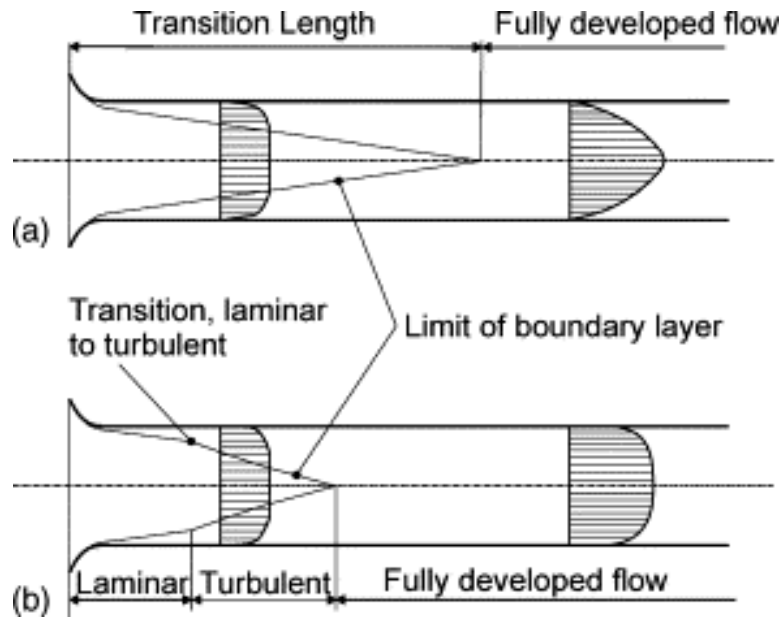


Figura 2.2: Sviluppo dello strato limite fino alla condizione di flusso completamente sviluppato, di cui: (a) flusso laminare (b) flusso in transizione laminare-turbolento.

A tale distanza le caratteristiche del flusso permettono delle misure di portata ripetibili e con minimi scostamenti.

La distanza da considerare a valle degli elementi è chiaramente diversa e funzione del disturbo introdotto nel flusso. I vari componenti andrebbero quindi posti ad una distanza tale gli uni dagli altri, e tra gli stessi e il Venturi, in modo da ottenere teoricamente un flusso completamente sviluppato all'imbocco dello strumento di misura. Se così non fosse, la normativa definisce una incertezza supplementare da applicare al coefficiente di scarico in modo da tenere in considerazione l'influenza del differente profilo di velocità rispetto a quello di flusso completamente sviluppato.

Si è cercato ad ogni modo di progettare l'impianto mantenendo il più possibile elevate le distanze tra i vari elementi e il Venturi.

In particolare con il rapporto tra i diametri ( $\beta = d_g/D$ ) caratteristico per il Venturi progettato, è stato possibile soddisfare le distanze riportate nella seguente tabella di riferimento colonna B.

Values expressed as multiples of internal diameter  $D$

Diameter ratio $\beta$	Single 90° bend <sup>a</sup>		Two or more 90° bends in the same plane or different planes <sup>a</sup>		Reducer 1,33D to D over a length of 2,3D		Expander 0,67D to D over a length of 2,5D		Reducer 3D to D over a length of 3,5 D		Expander 0,75D to D over a length of D		Full bore ball or gate valve fully open	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>	A <sup>b</sup>	B <sup>c</sup>
0,30	8	3	8	3	4	d	4	d	2,5	d	2,5	d	2,5	d
0,40	8	3	8	3	4	d	4	d	2,5	d	2,5	d	2,5	d
0,50	9	3	10	3	4	d	5	4	5,5	2,5	2,5	d	3,5	2,5
0,60	10	3	10	3	4	d	6	4	8,5	2,5	3,5	2,5	4,5	2,5
0,70	14	3	18	3	4	d	7	5	10,5	2,5	5,5	3,5	5,5	3,5
0,75	16	8	22	8	4	d	7	6	11,5	3,5	6,5	4,5	5,5	3,5

The minimum straight lengths required are the lengths between various fittings located upstream of the classical Venturi tube and the classical Venturi tube itself. Straight lengths shall be measured from the downstream end of the curved portion of the nearest (or only) bend or the downstream end of the curved or conical portion of the reducer or expander to the upstream pressure tapping plane of the classical Venturi tube.

If temperature pockets or wells are installed upstream of the classical Venturi tube, they shall not exceed 0,13D in diameter and shall be located at least 4D upstream of the upstream tapping plane of the Venturi tube.

For downstream straight lengths, fittings or other disturbances (as indicated in this Table) or densitometer pockets situated at least four throat diameters downstream of the throat pressure tapping plane do not affect the accuracy of the measurement (see 6.2.3 and 6.2.5).

a The radius of curvature of the bend shall be greater than or equal to the pipe diameter.

b Column A for each fitting gives lengths corresponding to "zero additional uncertainty" values (see 6.2.3).

c Column B for each fitting gives lengths corresponding to "0,5 % additional uncertainty" values (see 6.2.4).

d The straight length in Column A gives zero additional uncertainty; data are not available for shorter straight lengths which could be used to give the required straight lengths for Column B.

Tabella 2.1: ISO 5167-4 pag.12, Distanze richieste tra i componenti posti a monte del Venturi.

Come affermato precedentemente, le lunghezze a disposizione sull'impianto hanno permesso di ricadere nell'ambito di applicazione della colonna B (cfr. Tabella 2.1) che concerne un termine addizionale dell'incertezza relativa al coefficiente di scarico pari allo 0,5 %.

Di seguito si riporta un particolare dei dispositivi posti a monte del Venturi e le lunghezze considerate:

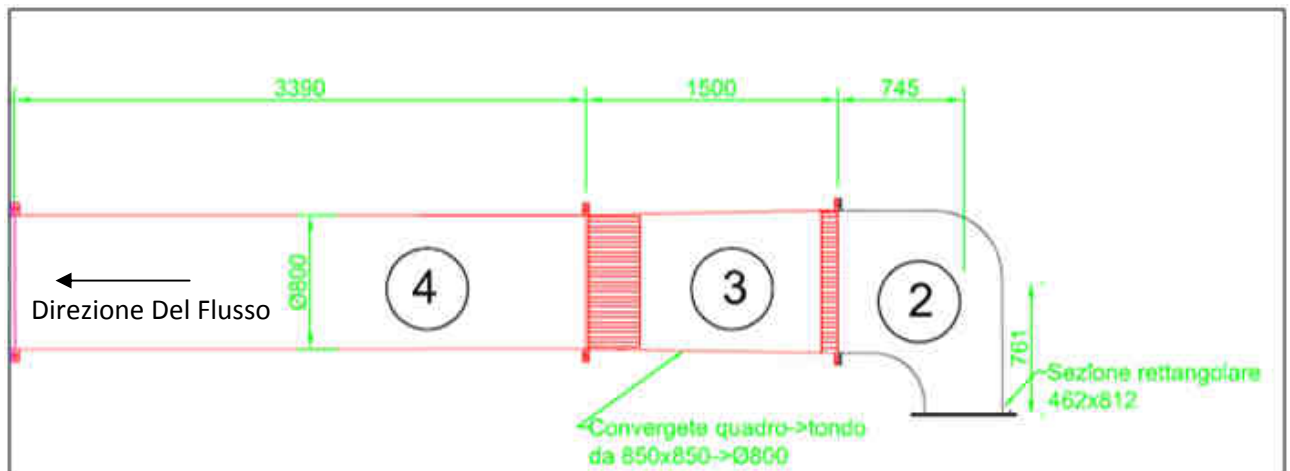


Figura 2.3: Componenti dell'impianto posti a monte del Venturi.

Tuttavia è necessario ribadire che, anche qualora si fosse rimasti all'interno dell'ambito di applicazione della colonna A della tabella 2.1, l'incertezza sul coefficiente di scarico sarebbe comunque rimasta pari a circa l'1% ribadendo la necessità di ulteriori soluzioni per limitarne l'entità.

Inoltre deve essere altresì sottolineato come l'influenza dei nidi d'ape non sia stata presa in considerazione e che quindi i calcoli effettuati si riferiscano di fatto all'ipotesi che questi strumenti non producano nessun effetto benefico sull'uniformità del flusso. In realtà l'effetto di questi dispositivi è dimostrato soprattutto per quanto riguarda la drastica riduzione delle componenti trasversali di velocità nella corrente fluida dato l'elevato rapporto  $L/D$  di tali componenti.

In letteratura è possibile trovare anche la normativa ISO 5167-1 che considera l'effetto uniformizzante del flusso da parte di strumenti normati quali: Zanker, *Tube Bundle*, AMCA, Étoile etc. Nell'impianto in esame invece, come detto, non è possibile riferirsi ad uno di questi elementi normati e quindi il loro contributo può essere solo ipotizzato o più precisamente studiato sperimentalmente.

### 2.3 Studio teorico dell'influenza dei componenti a monte del Venturi

L'impianto analizzato non è in grado di garantire la condizione richiesta sul numero di diametri da interporre tra i componenti ed è quindi interessante valutare l'effetto che questi hanno sull'uniformità del flusso.

L'importanza risiede nella valutazione del profilo di velocità che influenza il coefficiente di efflusso, in quanto la normativa vigente descrive solo i valori limite di distanza da interporre tra i

componenti in modo da ottenere un determinato valore di incertezza, ma non descrive come quest'ultima sia funzione della distanza tra gli stessi.

Prendendo spunto dal lavoro di Koichiro Akashi et al.[1] che ha riportato gli studi sperimentali di altri scienziati riguardo l'influenza effettiva tra il profilo di velocità del flusso ed il coefficiente di efflusso, mediante grandi variazioni del profilo di velocità ottenute tramite un condotto convergente e divergente di data geometria. Si riportano di seguito i risultati ottenuti per un condotto convergente che è quello che più si avvicina al convergente montato sull'impianto in esame.

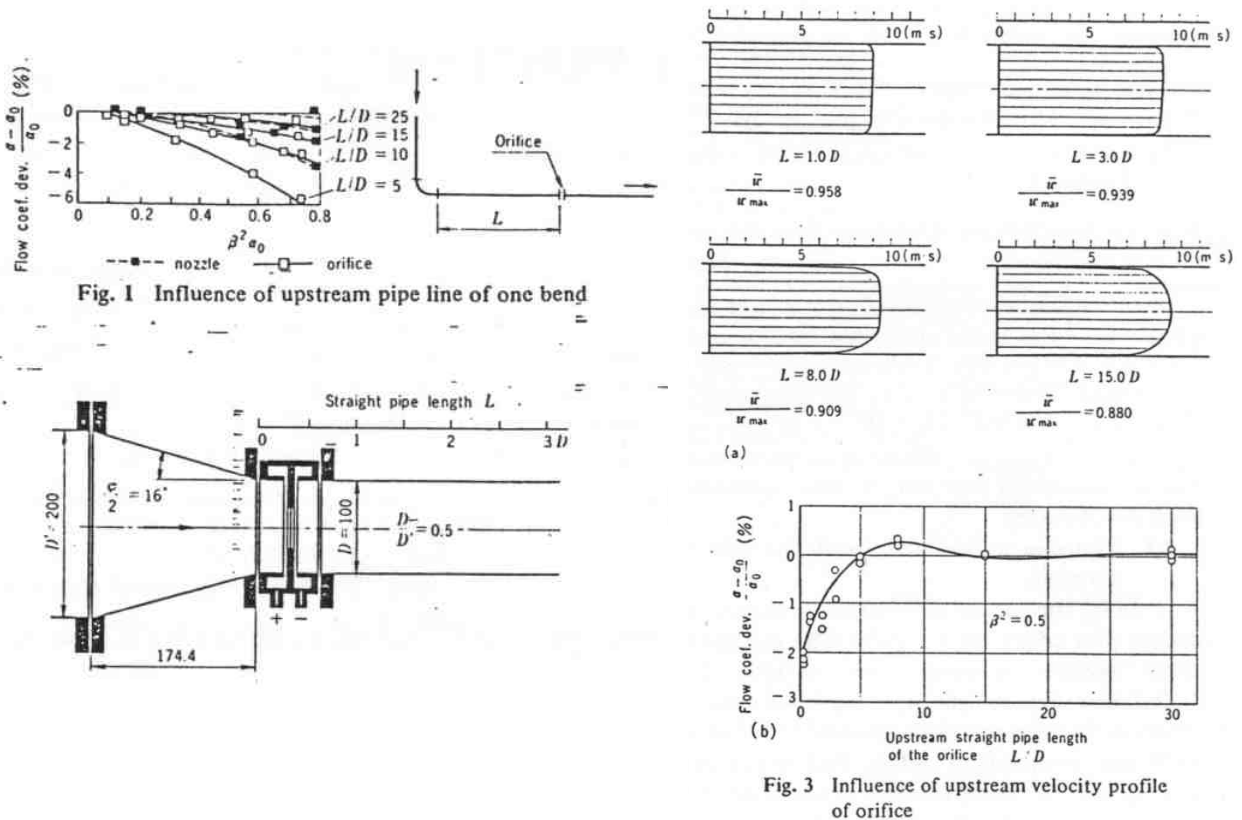


Figura 2.4 Inluenza del profilo di velocità sulla misuradel coefficiente di efflusso di un orifizio posto a valle di un convergente.

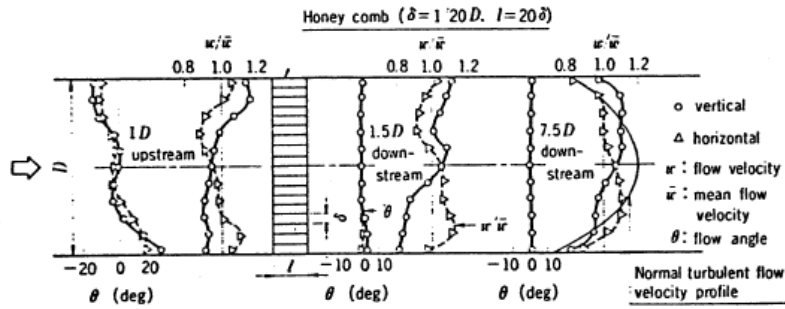
Si evince come, per ottenere un flusso completamente sviluppato, sia necessaria una tubazione pari ad almeno 15 diametri e ciò è testimoniato dal grafico in figura 2.4 che riporta lo scarto del coefficiente di efflusso misurato sperimentalmente (a), rispetto a quello fornito dalla norma ( $a_0$ ) e riferito come detto a condizioni di flusso completamente sviluppato.

L'osservazione più interessante è che posizionandosi con il sistema di misura, in questo caso un orifizio, ad una distanza compresa tra 5 e 10 diametri si ottiene un errore percentuale modesto circa lo 0,3% (3‰) in eccesso. Inaspettatamente per una lunghezza pari a 5 diametri la deviazione tra il coefficiente di efflusso sperimentale e quello definito dalla norma è nullo. Per valori ancora inferiori della distanza tra il misuratore ed il convergente si ottiene un errore sempre maggiore pari a circa il 2% in corrispondenza dell'uscita del convergente.

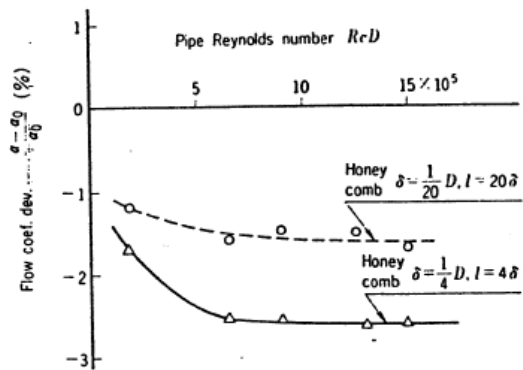
Questo risultato può essere uno spunto interessante per capire come le norme presentino solamente un valore minimo di distanza oltre la quale dover posizionare i vari componenti per ottenere la condizione di flusso completamente sviluppato, ma non descrivono la dipendenza del profilo di velocità sull'incertezza finale.

Il condotto convergente utilizzato sull'impianto non ha caratteristiche geometriche simili a quello utilizzato per la sperimentazione sopra descritta ma, l'utilizzo dei nidi d'ape può avere un'influenza positiva sull'uniformizzazione del flusso, tale da contrastare i differenti rapporti geometrici tra i due convergenti. In particolare il rapporto geometrico tra le aree del convergente utilizzato nella galleria anulare è pari a  $S_{\text{condotto\_quadro}}/S_{\text{condotto\_circolare}} = 0,7$  comportando una modesta accelerazione del flusso rispetto al convergente utilizzato nel lavoro citato. Come detto questo rapporto potrebbe comunque essere paragonato a quello citato con l'ausilio dei nidi d'ape che, grazie alla loro geometria ed al rapporto L/D, favoriscono l'eliminazione delle componenti trasversali del flusso.

Lo stesso autore riporta poi un'ulteriore studio riguardo al profilo di velocità generato a valle di un nido d'ape con differenti rapporti geometrici L/D.



a) Velocity profile of conventional honey comb



b) Deviation of flow coefficient on the used conventional honey comb

Figura 2.5: a) Profilo di velocità a valle di un nido d'ape con rapporto geometrico  $L/D=20$ . b) Coefficiente di efflusso misurato con un orifizio posto  $7,5D$  a valle di due nidi d'ape con caratteristiche geometriche differenti.

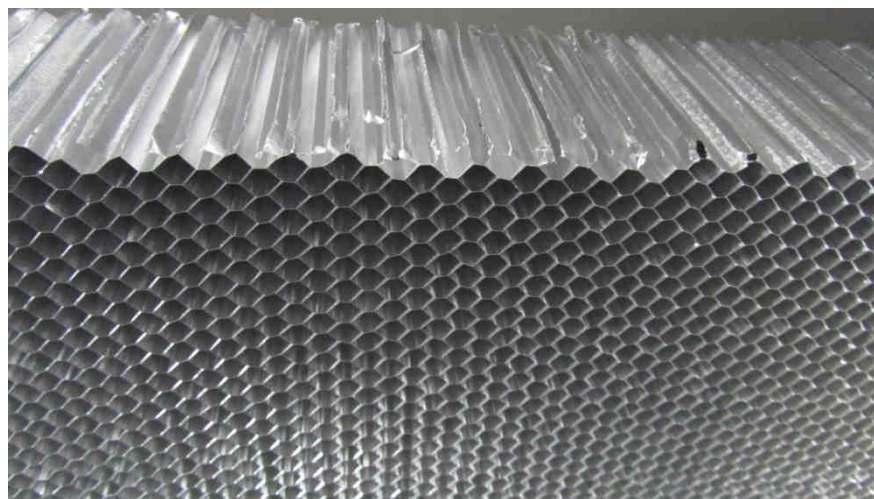
Come si può notare dalla figura la deviazione del coefficiente di efflusso misurato da quello calcolato da norma è tanto minore quanto è maggiore la lunghezza del nido d'ape e tanto minore è il diametro dei delle celle. I nidi d'ape utilizzati in galleria presentano i seguenti rapporti geometrici.

$$L = 127 \text{ mm}$$

$$D = 10 \text{ mm} \text{ (Diametro del cerchio iscritto nel nido d'ape esagonale)}$$

$$\frac{L}{D} \cong 12,7$$





*Figura 2.6: Particolare del nido d'ape montato nel condotto di mandata.*

Essendo due i nidi d'ape inseriti nel condotto, il rapporto geometrico complessivo che si ottiene è pari :

$$\frac{L}{D} \cong 25,4$$

Considerando il grafico *b* della figura 2.5 si può concludere che, secondo tale sperimentazione, il nido d'ape utilizzato nell'impianto ha delle caratteristiche leggermente migliori rispetto a quelli investigati, che comunque comportano un errore intorno all'1 % del coefficiente di efflusso rispetto a quello definito dalla norma.

## 2.4 Determinazione della portata del flusso

La portata in massa attraverso il Venturi classico è data dalla seguente relazione:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d_g^2 \sqrt{2(\Delta p)\rho_1}$$

Dove:

$$C \equiv \frac{q_m}{q_{m,id}}$$

È il coefficiente di scarico e corregge la portata calcolata idealmente con gli effetti viscosi dovuti allo strato limite e con l'influenza degli effetti dimensionali. È funzione del numero di Reynolds in gola.

$$\beta = \frac{d_g}{D}$$

Rapporto geometrico tra i diametri, caratteristico dello strumento.

$$\sqrt{1 - \beta^4}$$

Coefficiente funzione del rapporto tra i diametri di ingresso e di gola dello strumento. Il prodotto  $\frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}}$  è detto coefficiente di flusso generalmente definito come  $K$  o  $\alpha$ .

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{k\tau^{\frac{2}{k}}}{k-1}\right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4\tau^{\frac{2}{k}}}\right) \left(\frac{1-\tau^{\frac{k-1}{k}}}{1-\tau}\right)}$$

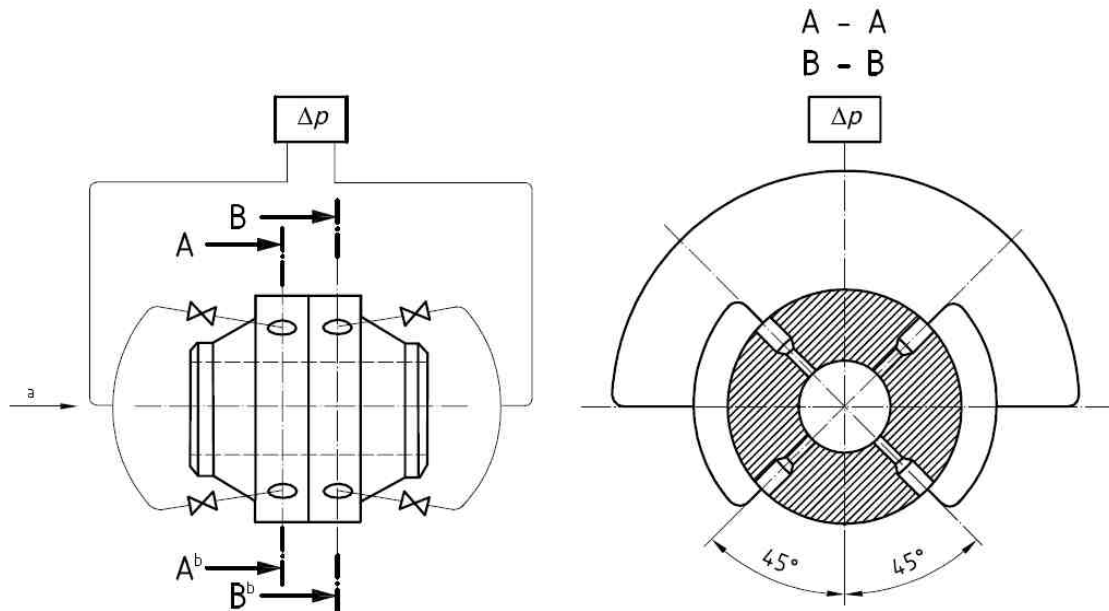
Coefficiente di espansione, utilizzato per tenere in considerazione la comprimibilità del flusso, è funzione di diversi parametri come il rapporto geometrico tra i diametri  $\beta$ , il coefficiente isoentropico  $k$  ed il rapporto di espansione  $\tau = p_2/p_1$ . Esso è pari all'unità quando il fluido è incomprimibile, mentre è inferiore quando il fluido è comprimibile.

$$\Delta p = p_1 - p_2$$

Salto di pressione a cavallo dello strumento dovuto al restringimento della sezione. La sezione 1 è quella di ingresso, mentre la sezione 2 è quella di gola.

### 2.4.1 Determinazione del salto di pressione

Si è predisposto un sistema di acquisizione della pressione statica nella zona di gola del Venturi secondo normativa collegando tra loro le quattro prese di pressione ricavate sulla periferia del condotto con un collegamento detto a “Tripla T” come evidenziato nella figura seguente.

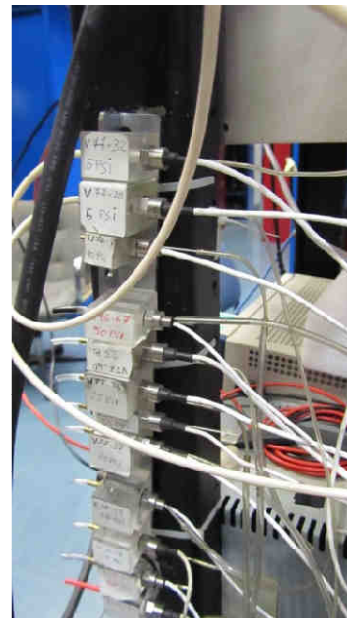


- a Flow
- b Section A-A (upstream) also typical for section B-B (downstream)

Figura 2.11 – Collegamento a tripla T (in alto),  
trasduttori di pressione Kulite (a destra).

Si è utilizzato lo stesso sistema per la lettura della pressione statica all’ingresso del Venturi classico, e si è quindi potuto calcolare il salto di pressione esistente tra l’ingresso e la gola dello strumento collegando le due uscite di pressione ad un sistema di trasduttori.

Si è quindi tarato il sistema di trasduttori (*Kulite*) per acquisire tali valori di pressione statica.



Per effettuare la taratura si è utilizzato un sistema composto da un regolatore di aria compressa proveniente da un apposito generatore, collegato con un primario di misura a loro volta collegati al sistema di acquisizione ed al computer in cui è stato appositamente definita una routine di

calcolo dei valori di pressione misurati, delle incertezze degli strumenti e dei convertitori di pressione – tensione, pervenendo alla definizione dell'incertezza espansa sulla misura.



*Figura 2.12: Sistema per la taratura dei trasduttori di pressione.*

Il collegamento pneumatico per l'acquisizione del salto di pressione è stato predisposto in modo tale da poter acquisire tale valore con un unico trasduttore; in questo modo, come si vedrà meglio nel corso del quinto capitolo, sarà possibile ridurre l'incertezza associata a tale misurazione.

#### *2.4.2 Determinazione della densità*

Per effettuare secondo normativa il calcolo della densità e quindi procedere al calcolo della portata, si è predisposta una termocoppia in modo da misurare la temperatura del fluido a monte dello strumento. Seguendo le direttive della normativa si è deciso di effettuare la misura di tale grandezza  $4D$  a monte delle prese di pressione predisposte nella sezione di ingresso del Venturi. Avendo a disposizione una misura di temperatura e di pressione del fluido è possibile pervenire alla misura della densità dello stesso.

Dato l'impossibile raggiungimento di un valore dell'incertezza sulla misura di portata che soddisfacesse la richiesta della sperimentazione, si è deciso di utilizzare un tubo di Venturi sonico che consentisse di ottenere un'incertezza nella misura della portata inferiore.

Progettandolo in totale accordo con la normativa di riferimento ci si è potuti svincolare da tutti i componenti dell'impianto a monte dello strumento e quindi il valore di portata misurato con esso è, considerando la sua incertezza, il valore a cui riferire le misure effettuate con il Venturi classico.

### 3.1 Progettazione del Venturi sonico

Il Venturi sonico è uno strumento che fornisce una misura precisa e ripetibile della portata di gas. Come accennato è stato progettato facendo riferimento alla normativa ISO-9300:2005 che ne descrive il campo di utilizzo e i dettagli geometrici da seguire. Di seguito si riporta il disegno costruttivo con indicate le principali quote e geometrie.

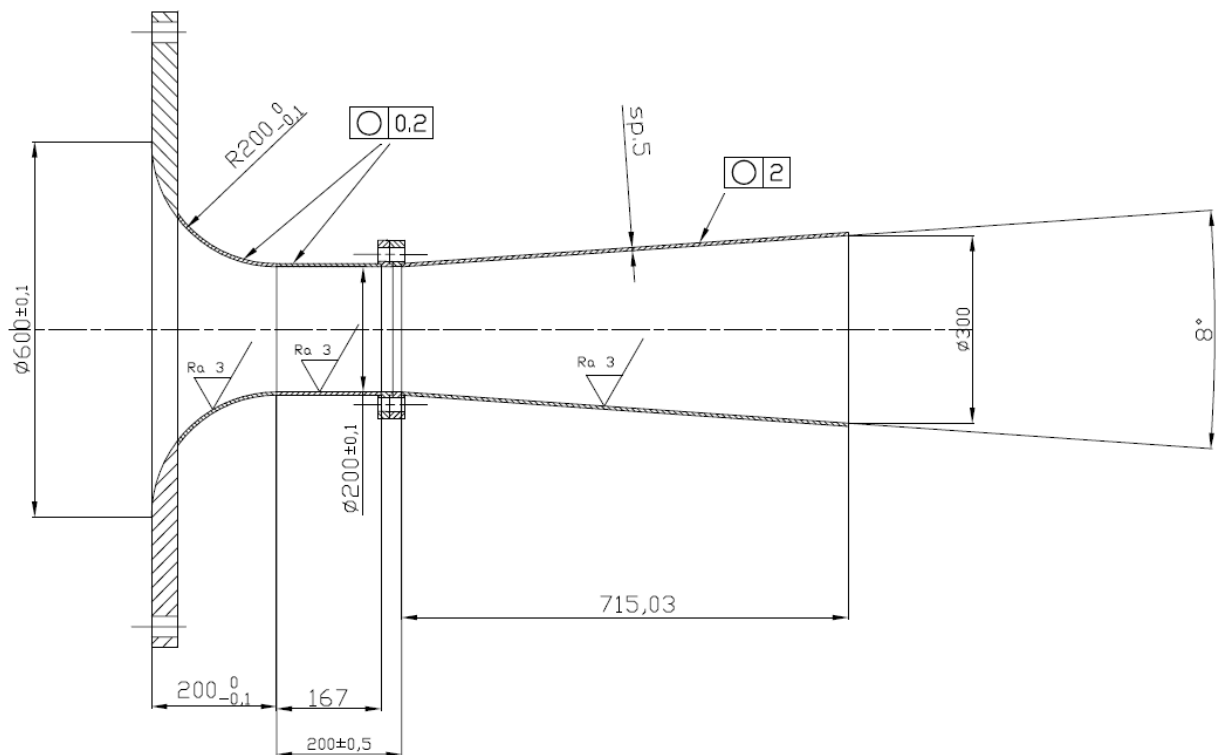
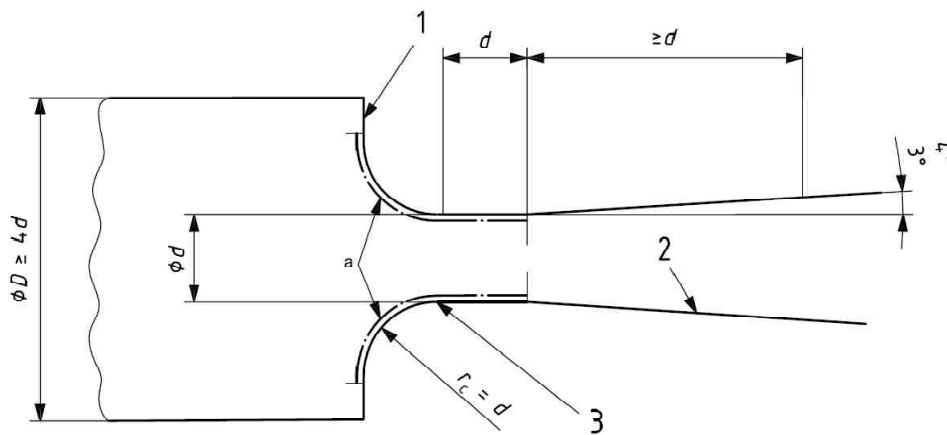


Figura 3.1: Disegno costruttivo del Venturi sonico.

La normativa discrimina tra due tipologie di standard per quanto riguarda lo strumento in esame:

- Gola toroidale
- Gola cilindrica

Come si può notare dalla figura 3.1 è scelto di realizzare la sezione di gola dello strumento cilindrica e quindi si sono osservati i dettagli costruttivi prescritti dalla normativa riassunti nella figura seguente:



**Key**

- 1 inlet plane
- 2 conical divergent section with an arithmetic average relative roughness not exceeding  $10^{-4}d$
- 3 transition region

<sup>a</sup> In this region the arithmetic average roughness  $R_a$  shall not exceed  $15 \times 10^{-6} d$  and the contour shall not deviate from toroidal and cylindrical forms by more than  $\pm 0,001d$ .

Figura 3.2: Indicazioni costruttive del Venturi sonico (ISO-9300:2005 pag.10).

Il miglior modo per uniformare un flusso è accelerarlo fino al raggiungimento della condizione sonica, questo ha permesso l'effettiva possibilità di trascurare l'influenza sul flusso di tutti i componenti che precedono lo strumento.

La sua geometria è tale da garantire un rapporto tra le sezioni di gola e di ingresso pari a:

$$\frac{S_{gola}}{S_{ingresso}} = 0,0625$$

Come si nota il ridotto rapporto comporta una forte accelerazione del flusso e quindi una forte uniformizzazione dello stesso, tanto che in gola è lecito considerare il flusso isoentropico con un spessore di strato limite modesto e riguardante solo le zone contigue alle pareti.

## 3.2 Requisiti d'installazione

Il flusso all'ingresso del Venturi sonico, come per il classico, dovrebbe essere il più possibile uniforme e esente da fenomeni vorticosi. Tale condizione è in linea di principio verificata in quanto si è provveduto alla disposizione dei due nidi d'ape a monte della sezione di ingresso, ad una distanza di circa 10 metri corrispondenti a  $12,5 D$  della tubazione di riferimento. Anche se a valle dei due dispositivi è presente il Venturi classico, la sezione molto ristretta di gola del sonico permette, come precedentemente accennato, di raggiungere una buona uniformizzazione del flusso data la notevole accelerazione impressa.

Per il successivo calcolo della portata circolante è necessario strumentare il sistema in modo da rilevare i valori di pressione, temperatura e quindi densità all'ingresso dello strumento.

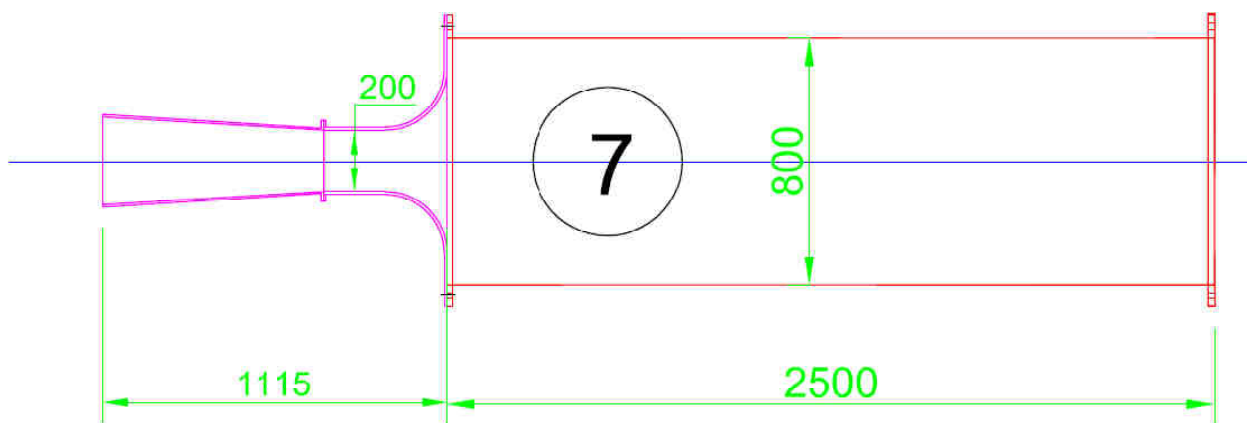


Figura 3.3: Disegno del Venturi sonico e condotta di aspirazione dove posizionare la strumentazione di misura.

### 3.2.1 Misure di pressione

La normativa definisce di collocare un sensore di pressione statica a monte dello strumento tra  $0,9 D$  e  $1,1 D$  prima dell'inlet plane (cfr fig. 3.2) tramite un collegamento a "tripla T" come quello già descritto in precedenza per l'acquisizione della pressione statica all'ingresso del Venturi classico. Per determinare la portata massica è necessario però conoscere la pressione totale a monte dello strumento anche se, date le modeste velocità raggiunte nel condotto, è da considerarsi pressochè coincidente con la pressione statica. Ad ogni modo per la sua determinazione si è impostato un processo iterativo; inizialmente si è determinata la portata dello strumento considerando la pressione totale pari a quella atmosferica, si è poi calcolata la velocità nella condotta e si è determinata la pressione totale sommando alla pressione statica la quota

cinetica. Con la velocità in gola si è ricalcolato il numero di Re e quindi il coefficiente di efflusso funzione dello stesso e da questi parametri si è ricalcolata la portata massica del Venturi sonico secondo normativa.

Inoltre è richiesto anche di misurare la pressione all'uscita ma, poichè esso scarica in atmosfera, non è stato necessario acquisire tale valore.

Per verificare il raggiungimento del rapporto critico e quindi il blocco di portata si è predisposta un'ulteriore presa di pressione statica nella gola sonora.

### 3.2.2 Misure di temperatura

La temperatura è stata acquisita, come nel caso del Venturi classico, utilizzando una termocoppia posta questa volta ad una distanza compresa tra 1,8D e 2,2D a monte dello strumento. Come per la pressione, anche per la temperatura è necessaria la misura di un valore di ristagno o totale. In questo caso lo strumento utilizzato forniva già una lettura molto vicina al valore di ristagno della corrente poichè lo strumento utilizzato ha un *recovery factor* molto prossimo all'unità.

$$R_f = \frac{T_m - T_s}{T_0 - T_s} \cong 1$$

Dove:

$R_f = \text{Recovery Factor}$

$T_m = \text{temperatura misurata}$

$T_s = \text{temperatura statica}$

$T_0 = \text{temperatura totale}$

A differenza della misura di pressione infatti, la termocoppia è immersa nel flusso e quindi causa inevitabilmente un rallentamento della vena fluido intorno alla sonda che quindi andrà ad acquisire un valore di temperatura più prossimo a quello di stagnazione del gas.



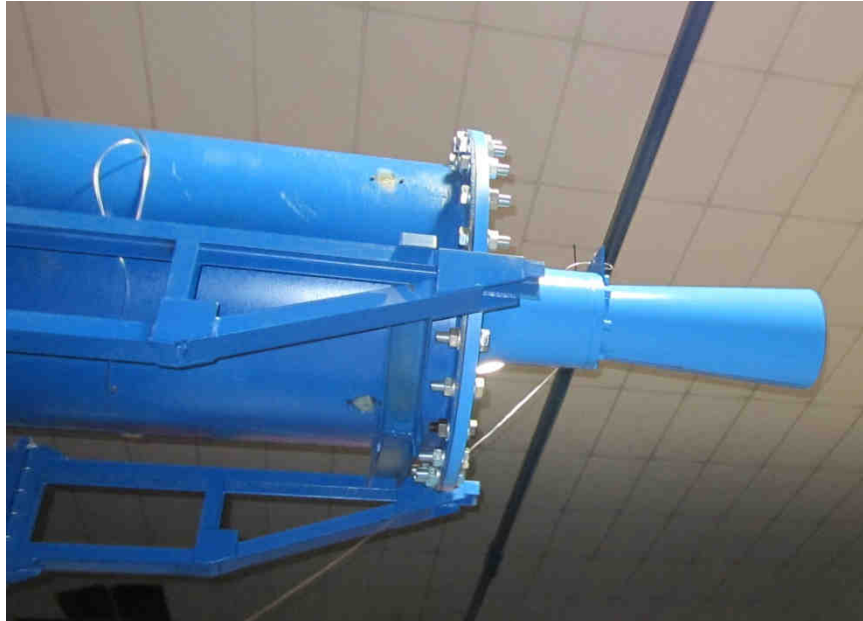


Figura 3.4: Venturi sonico installato sull'impianto con evidenziate le prese di pressione a monte e in gola.

### 3.3 Caratterizzazione della condizione di efflusso

Inizialmente il lavoro si è focalizzato sulla determinazione della pressione totale da applicare a monte del Venturi sonico in modo da garantire l'instaurarsi della condizione sonora in gola e tale da far espandere il fluido fino alla pressione ambiente considerando le perdite dovute alle onde d'urto nel condotto divergente.

È importante definire le ipotesi e semplificazioni utilizzate per i calcoli seguenti:

- a) Flusso Monodimensionale (1D)
- b) Flusso Stazionario
- c) Flusso non viscoso
- d) Fluido, aria, trattato come gas ideale politropico lungo l'intera trasformazione ( $\gamma=1,4$ )

A monte del Venturi sonico si è imposta una pressione totale pari a 1,2 bar per tenere conto, come verrà illustrato in seguito dei fenomeni dissipativi che si generano all'interno del tratto divergente.

Dati:

- $p_{0ass} = 1,2 \text{ bar}$ ;
- $T_0 = 300 \text{ °K}$ ;
- $A_g/A_1 = 0,44$  (Cfr. Figura 3.1)

Imponendo in gola il raggiungimento della velocità sonica si ottiene:

$$M_g = 1 \rightarrow \begin{cases} \frac{A}{A^*} = 1 \\ \frac{p_g}{p_0} = 0,528 \rightarrow p_g = 0,633 \text{ bar} \\ \frac{T_g}{T} = 0,833 \rightarrow T_g = 249^\circ K \end{cases}$$

La soluzione del flusso, subsonica o supersonica sarà determinata dalla pressione di valle pari a quella atmosferica:

$$p_{valle} = 1,013 \text{ bar}$$

La pressione che si otterrebbe con la soluzione subsonica sarebbe pari a:

$$p_c = 1,14 \text{ bar}$$

È noto dunque che la soluzione cercata è quella supersonica che presenta nel caso di ugello adattato una pressione di uscita pari a:

$$p_j = 0,09 \text{ bar}$$

Si determina ora la pressione  $p_f$  tale per cui si ottiene un'onda d'urto normale sulla sezione di uscita del divergente:

$$M_j = 2,34 \rightarrow \begin{cases} M_f = 0,5297 \\ \frac{p_f}{p_j} = 6,222 \rightarrow p_f = 0,560 \text{ bar} \\ \frac{T_f}{T_j} = 1,984 \rightarrow T_f = 284,1 \text{ °K} \end{cases}$$

La pressione di valle è quindi inferiore di  $p_c$  e superiore di  $p_f$ ; il sistema può soddisfare la condizione solamente arrestando l'espansione supersonica all'interno del canale comportando un'onda d'urto interna al canale. Il flusso deve ricompriamere per adeguarsi alla pressione esterna, tuttavia se il flusso fosse interamente supersonico in tutto il canale fino allo sbocco,

occorrerebbe una ricompressione superiore alla massima possibile corrispondente ad un urto normale. L'unica posizione possibile essendo il flusso a valle di un urto normale subsonico, consiste in un avanzamento dell'urto normale nel canale divergente, in modo da ricomprimere sia attraverso l'urto, sia a valle nella restante parte divergente che si comporta come un diffusore essendo il flusso interamente subsonico. La posizione di tale discontinuità è funzione anch'essa della pressione a valle. Tuttavia non è possibile ricavare in forma esplicita la relazione tra la pressione esterna e la posizione dell'urto. È quindi necessario assegnare la posizione dell'urto e ricavare la pressione esterna compatibile con quella posizione dell'urto. È stato quindi necessario iterare il calcolo fino a raggiungere la condizione che garantisce una pressione a valle pari a quella atmosferica.

$$\frac{A_g}{A_u} = 0,8 \quad M_{mu} > 1 \rightarrow \begin{cases} M_{mu} = 1,59 \\ \frac{p_{mu}}{p_0} = 0,2388 \rightarrow p_{mu} = 0,286 \text{ bar} \end{cases}$$

$$M_{mu} = 1,59 \rightarrow \begin{cases} M_{vu} = 0,67 \\ \frac{p_{vu}}{p_{mu}} = 2,783 \rightarrow p_{vu} = 0,797 \text{ bar} \\ \frac{p_{Tvu}}{p_0} = 0,899 \rightarrow p_{Tvu} = 1,079 \text{ bar} \end{cases}$$

$$M_{vu} = 0,67 \rightarrow \frac{A}{A^*} = 0,8945$$

$$\frac{A^*}{A_1} = 0,497 \rightarrow \begin{cases} M_1 = 0,30 \\ \frac{p_1}{p_{Tvu}} = 0,939 \rightarrow p_{valle} \cong 1,013 \text{ bar} \end{cases}$$

### 3.4 Determinazione della pressione totale a monte

La seguente procedura, come ricorda la norma, è applicabile a flussi in gola con  $Re > 2 \times 10^5$  e per condotti convergenti con lunghezza superiore al diametro di gola.

Inizialmente si determina il rapporto di espansione totale isoentropico massimo, il quale permette di espandere il flusso fino alla pressione ambiente in modo isoentropico senza urti all'interno o all'esterno del condotto.

$$\left(\frac{p_1}{p_0}\right)_i = \frac{p_{atm}}{p_{Tvu}} = \frac{1,013}{1,079} = 0,9389$$

A questo rapporto di espansione si sottrae il rapporto critico che individua il condotto convergente e si ottiene quindi il rapporto di espansione nel solo divergente.

$$\left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)_i - r^* \right] = 0,4108$$

Dove:

$$r^* = 0,5283$$

Si corregge quindi il valore trovato per tenere conto dei fenomeni dissipativi ipotizzando una perdita del 20%.

$$0,8 \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)_i - r^* \right] = 0,3287$$

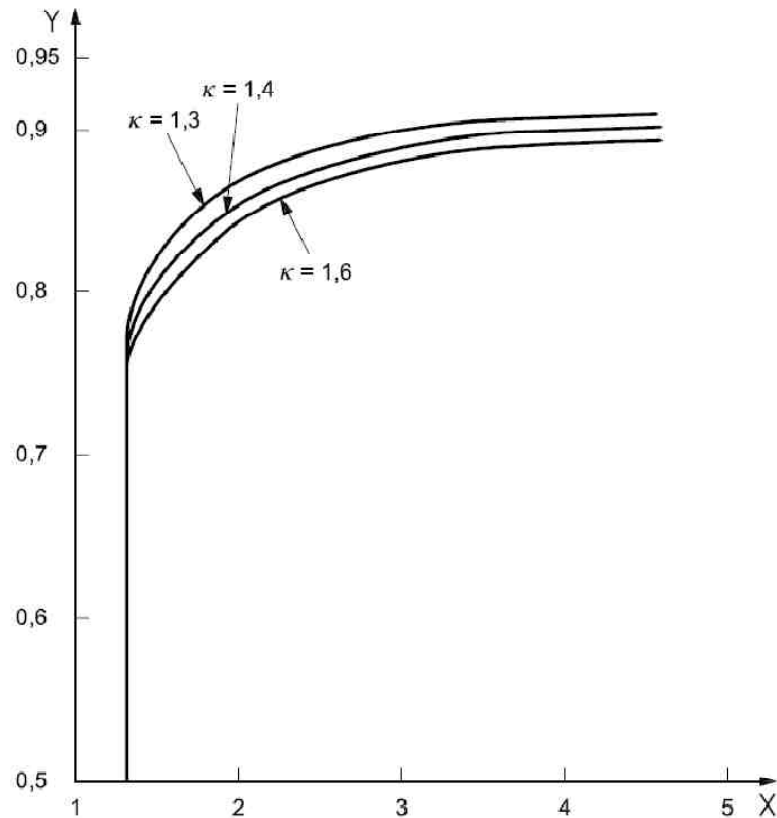
Si somma nuovamente il rapporto critico per riferire il risultato al rapporto di espansione totale e da questo si determina la pressione totale minima da garantire considerando le perdite nel divergente:

$$\left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)_i - r^* \right] + r^* = 0,8567 = \left( \frac{p_1}{p_{0,min}} \right)_{max}$$

$$p_{0,min} = 1,1825 \text{ bar}$$

La pressione totale imposta a monte, come sopra menzionato, è pari a circa 1,2 bar ed è quindi rispettata la condizione.

Alternativamente è possibile determinare graficamente il rapporto di espansione totale corretto mediante il seguente diagramma:


**Key**

 X divergent cone area ratio,  $A_2/A_{1it}$ 

 Y maximum permissible back-pressure ratio  $(p_2/p_0)_{max}$ 

Figura 3.5: Massimo rapporto di controcompressione ammissibile.

### 3.5 Determinazione della portata del flusso

La portata massica di gas è calcolabile mediante la seguente relazione:

$$q_{m,id} = \frac{A_g p_0}{\sqrt{R^* T_0}} f(\gamma, M = 1) = \frac{A_g p_0}{\sqrt{R^* T_0}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

Dove:

$$f(\gamma, M = 1) = \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

É detta funzione del flusso critico in quanto caratterizza le proprietà termodinamiche di un flusso monodimensionale ed isoentropico dalle condizione di ingresso a quelle in gola.

É quindi una funzione della natura del gas.

In realtà, in condizioni di flusso reale, la relazione sopra citata non è molto accurata e si preferisce inserire un coefficiente  $C_d$  che corregga il modello ideale per il calcolo della portata:

$$q_m = \frac{A_g p_0 C_d}{\sqrt{R^* T_0}} f(\gamma, M = 1)$$

Dove:

$$C_d \equiv \frac{q_m}{q_{m,id}}$$

È il coefficiente di scarico e corregge la portata calcolata idealmente con gli effetti viscosi dovuti allo strato limite e con l'influenza degli effetti dimensionali. È funzione del numero di Reynolds in gola.

Secondo la normativa di riferimento il coefficiente di scarico è tabulato in funzione del numero di Re in gola ed è stato calcolato con un'incertezza pari allo 0,3 % al 95 % di livello di confidenza.

Reynolds number $Re_{nt}$	Discharge coefficient $C_d$
$3,5 \times 10^5$	0,989 8
$5 \times 10^5$	0,990 9
$7 \times 10^5$	0,992 1
$1 \times 10^6$	0,992 6
$3 \times 10^6$	0,993 2
$7 \times 10^6$	0,994 3
$1,1 \times 10^7$	0,995 4

Figura 3.6: Coefficiente di scarico del Venturi sonico con gola cilindrica in funzione del Re in gola.

In questo capitolo si vogliono riassumere le prove effettuate per caratterizzare la condizione di moto del gas in ingresso al misuratore di portata. Tutte le modifiche apportate all'impianto per raggiungere una determinata condizione di uniformità del flusso sono state documentate e si è infine pervenuti ad un'analisi di scostamento tra le portate adimensionali ottenute nelle varie condizioni operative dell'impianto che sarà di fondamentale importanza per la successiva calibrazione dello strumento.

#### 4.1 Misure di pressione

Gli strumenti di misura della pressione di gas utilizzati durante la sperimentazione sono di tipo combinato e permettono di determinare sia la pressione statica che quella totale o di ristagno, in quanto costituiti da differenti prese di pressione opportunamente disposte. Le sonde a disposizione per le misurazioni di pressione sono di due tipi:

- Sonda a 3 fori;
- Sonda a 5 fori;

Per la sperimentazione in esame si è utilizzata una sonda a 5 fori in grado di discretizzare un campo di moto 3D.

Tali sonde sono composte da tre elementi fondamentali:

- **Testina**  
Parte terminale sulla quale sono ricavate le prese di pressione. La geometria può essere conica, piramidale o sferica a seconda della specifica applicazione.
- **Sbraccio**  
Elemento che svolge il compito di spostare il punto di misura della sonda rispetto allo stelo e quindi di evitare che la sua presenza influenzi la misura. In particolare in un campo di moto transonico, anche minime variazioni della geometria, possono portare a importanti modifiche del campo di moto. Questo fenomeno è noto come effetto del bloccaggio.

- **Stelo**

Elemento portante della sonda che deve garantire rigidità strutturale ed evitare vibrazioni e disallineamenti.

## 4.2 Sonda di pressione a 5 fori

La sonda a 5 fori è stata scelta fra le differenti soluzioni disponibili in quanto appositamente progettata per misure fluidodinamiche 3D; essa consente infatti di ricostruire la direzione del flusso, relativamente alla direzione dell'asse della testina in un sistema di riferimento tridimensionale.

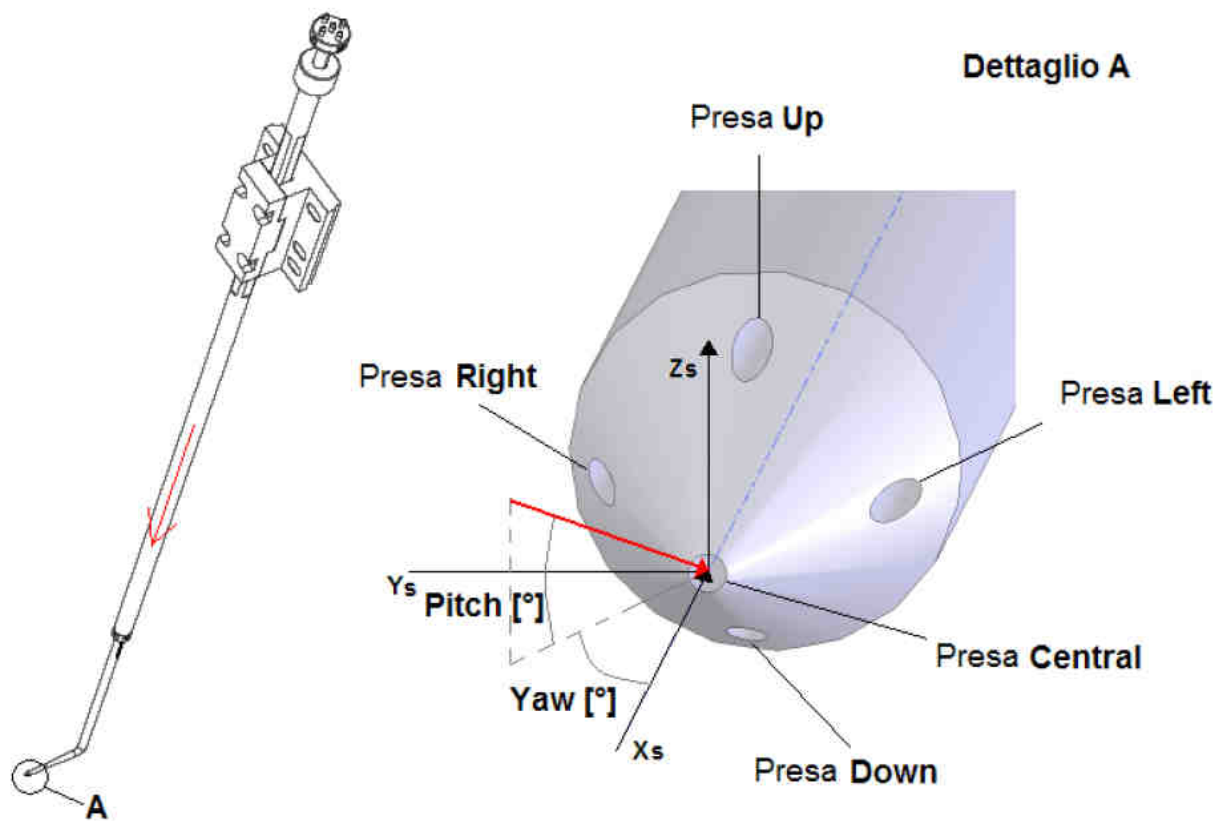


Figura 4.1: Rappresentazione di una sonda di pressione a 5 fori con esplicitato il sistema di riferimento sonda e gli angoli del flusso relativi al piano sonda.

Il grado di miniaturizzazione raggiunto è molto elevato, non solo della testina ( $\varnothing$  pari a 4 mm) ma anche di sbraccio (15 mm) e stelo ( $\varnothing$  pari a 6 mm), al fine di limitare il più possibile l'ingombro complessivo e quindi anche le perturbazioni fluidodinamiche introdotte.

La miniaturizzazione della testina è necessaria per ottenere una buona risoluzione spaziale, proprietà fondamentale per poter definire adeguatamente i gradienti delle grandezze di interesse,



mentre le dimensioni contenute in generale non sono indice di buona risposta dinamica, che migliora invece con condotti corti e di grande diametro, ma tale penalizzazione non è rilevante in quanto le misure effettuate sono di tipo stazionario.

Sulla testina della sonda di forma conica sono presenti 5 fori, uno in corrispondenza del vertice e quattro sulla superficie laterale equispaziati di  $90^\circ$  l'uno dall'altro ed alla medesima distanza dal vertice; ciascun foro ha diametro 0,25mm.

All'interno di sbraccio e stelo corrono cinque condotti capillari, ai quali spetta il compito di far giungere l'informazione di pressione sino ai relativi trasduttori.

Le cinque prese di pressione vengono distinte in base alla loro posizione, ovvero, mantenendo la sonda verticale ed osservandola dall'alto verso il basso, si hanno le prese *left*, *right*, *up*, *down* ed infine la *central*.

Queste cinque prese forniscono altrettanti valori di pressione attraverso cui è possibile ricostruire il flusso nel *sistema sonda*, ossia un sistema di assi con origine presso la presa *central*, avente l'asse  $x_s$  diretto all'interno della presa *central*, l'asse  $y_s$  diretto verso la presa *left* e l'asse  $z_s$  diretto verso l'alto.

Tale sistema non è destrorso, ma risulterà più idoneo in fase di ricostruzione del flusso.

Basandosi su tale sistema si può valutare l'incidenza flusso-testina, per mezzo degli angoli di *yaw* e di *pitch*: il primo è definito come l'angolo formato tra la proiezione del vettore velocità (che, grazie alle convenzioni adottate, avrà modulo positivo se diretto verso la sonda) sul piano  $x_s$ - $y_s$  e l'asse  $x_s$ , il secondo come l'angolo formato tra la proiezione della velocità sul piano  $x_s$ - $z_s$  e l'asse  $x_s$ .

### 4.3 Fondamenti di calibrazione delle sonde di pressione

Non essendo nota a priori la direzione del flusso, prima di iniziare ad acquisire i dati si è resa necessaria una taratura dello strumento che permettesse di legare il valore di pressione letto con l'orientazione spaziale della sonda. Per far ciò si è utilizzato il sistema di calibratura messo a punto nel *Laboratorio Fluidodinamico delle Macchine* che consiste in un ugello di geometria nota alla fine del quale è posta la sonda da tarare (cfr. figura 4.2) sostenuta per mezzo di un opportuno sistema di movimentazione.

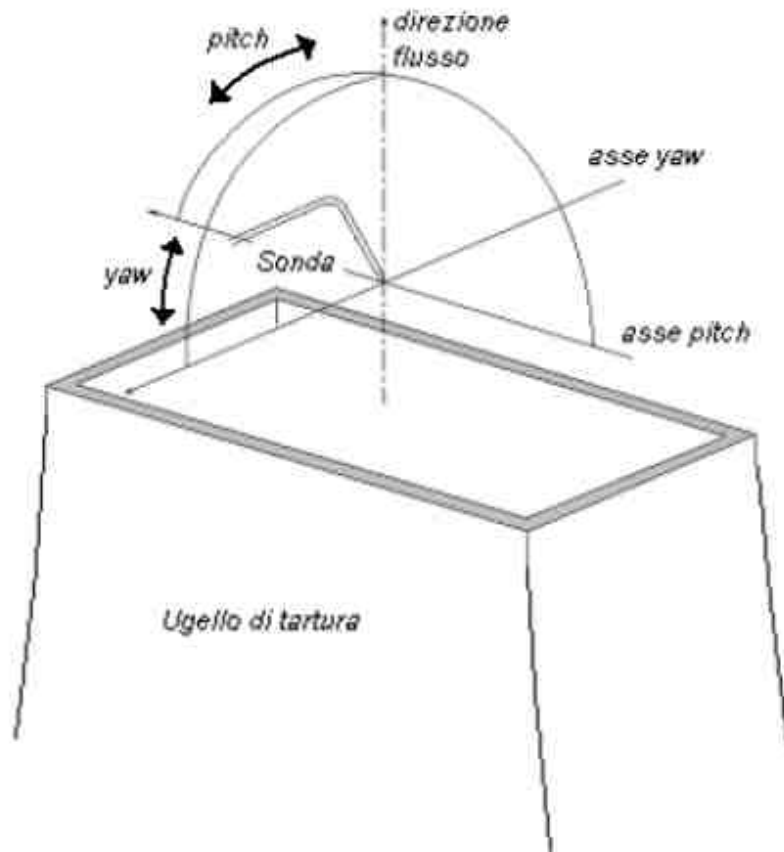


Figura 4.2: Particolare dell'impianto di calibrazione con evidenziate le rotazioni permesse alla sonda in corrispondenza dello scarico dell'ugello.

É possibile quindi, definendo alcuni parametri, pervenire ad un legame tra la pressione letta e l'orientazione della sonda. In particolare si definisce la pressione totale a monte dell'ugello e, nota la geometria, si perviene alla conoscenza della pressione statica esistente all'uscita dello stesso e cioè in corrispondenza della presa della sonda di pressione.

Prendendo in esame la sonda a 5 fori utilizzata, si perviene ad un legame tra le variabili in ingresso ed in uscita di questo tipo:

$$p_T, p_s, yaw, pitch, (M) \rightarrow [p_u, p_d, p_l, p_r, p_c] \quad [4.1]$$

Devono quindi essere imposti i quattro parametri a sinistra dell'equazione 4.1, il numero di Mach (definito dalla  $p_t$  e dalla  $p_s$ ) viene inizialmente tenuto costante, mentre gli angoli *yaw* e *pitch* vengono fatti variare entro il loro range di taratura. In particolare si è deciso di far variare gli angoli di rotazione della sonda rispetto al flusso incidente entro un range di  $\pm 13^\circ$  dato che il

flusso da valutare si trova subito a valle dei nidi d'ape e si suppone presenti componenti trasversali di velocità ridotte.

Si perviene quindi non più ad una curva di taratura, ma ad una matrice di taratura definita per il numero di Mach assegnato.

Nel caso generale, qualora la sonda fosse inserita in un campo di moto con un numero di Mach superiore a 0,3 dove gli effetti di comprimibilità inizierebbero a farsi sentire, sarebbe necessario variare anche la pressione totale a monte, variando in questo modo il numero di Mach e da qui variare nuovamente gli angoli come in precedenza. Si ottiene in definitiva un insieme di matrici parametrizzate sul numero di Mach.

Nel caso in esame non è stato necessario determinare una matrice di taratura per numeri di Mach elevati in quanto l'applicazione delle sonde è in campo complessivamente subsonico e quindi è stato solamente necessario calibrare la stessa imponendo il numero di Mach atteso nel flusso incidente.

#### 4.4 Calibrazione della sonda a 5 fori utilizzata per la sperimentazione

Inizialmente è stato necessario montare la sonda sul banco di taratura, fissandola ad un motore elettrico tramite una struttura in gomma appositamente dimensionata. Il motore elettrico di precisione, a sua volta ancorato al banco di taratura, ha permesso la rotazione (*yaw*) rispetto all'ugello. Si è quindi regolata l'inclinazione della testa della sonda rispetto all'ugello per mezzo di un inclinometro, in modo da allineare l'asse della presa *central* con la direzione del flusso incidente. La posizione iniziale si è ottenuta assumendo come piano di riferimento il piano della piastra all'estremità della sonda e successivamente si è imposto grazie al motore elettrico una rotazione rispetto all'asse della sonda pari a 90°.

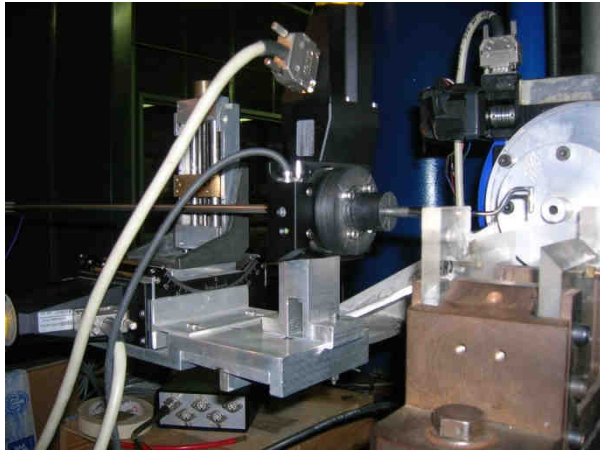


Figura 4.3: Particolari della sonda di pressione durante la prova di taratura.

Infine si sono effettuati i collegamenti delle cinque prese di pressione con i relativi trasduttori che condizionano il segnale di pressione in un segnale di tensione che viene acquisito da un programma *Labview* appositamente definito.

Si è quindi proceduto con la prova di taratura imponendo la pressione di monte, come definito in precedenza, in modo da ottenere una velocità del flusso pari a circa 15 m/s, paragonabile a quella che ci si aspetta di avere nella sezione di misura.

Durante l'operazione di calibrazione si sono inizialmente riscontrate alcune difficoltà dovute al fatto che l'acquisizione delle pressioni è effettuata fissando un valore dell'angolo di *pitch* e da questo vengono spazzati tutti gli angoli di *yaw*, per poi passare all'angolo di *pitch* successivo e ritornare alla posizione di *yaw* iniziale ( $-13^\circ$ ) con un'unica "spazzata", ricominciando infine l'acquisizione. La matrice di taratura ottenuta inizialmente con i parametri di acquisizione definiti per sonde di altro tipo presenta un ripiegamento nella zona del primo valore negativo di *yaw* per ogni *pitch*. Ciò inizialmente era stato ipotizzato fosse dovuto ad un malfunzionamento della sonda per valori di *yaw* troppo ridotti. Si è quindi provato a ridurre il range di *yaw* per verificare se effettivamente il problema fosse riconducibile ad un malfunzionamento specifico della sonda per angoli troppo ridotti. La matrice ottenuta riportava ancora un ripiegamento nella stessa zona di minimo valore negativo di *yaw* discretizzato. Questo ha permesso di escludere il fatto che la sonda portasse ad una lettura sbagliata per angoli di *yaw* inferiori a  $-12^\circ$  e quindi si è cercato di indagare se fosse un problema del programma di acquisizione o relativo alla sonda. Si sono successivamente aumentati il numero di punti acquisiti passando da 40.000 a 60.000 punti

con frequenza di 2kHz e l'attesa tra l'acquisizione di due valori di *yaw* successivi. Queste soluzioni non hanno permesso però di risolvere il problema e si è quindi deciso di variare il tempo di attesa prima dell'acquisizione del primo valore di *yaw* quando la sonda effettuava il ritorno posizionandosi sul valore iniziale. Effettuando di nuovo l'operazione di taratura si è notata la scomparsa del ripiegamento che era quindi dovuto ad un ridotto tempo di attesa della sonda prima dell'acquisizione del valore iniziale di *yaw*. La sonda ha quindi bisogno di un tempo maggiore per poter acquisire in modo veritiero i valori di pressione dopo una rotazione dell'intero range di valori di *yaw*. Individuato il problema si è quindi andati ad aumentare il range di variazione di entrambi gli angoli in modo da riportarsi entro i range stabiliti.

n° prova	Tempo di acquisizione [s]	Attesa tra 2 yaw [s]	Attesa tra 2 pitch [s]	Attesa sul primo yaw [s]	n° yaw	n° pitch
1	2	2	0,1	3	13	13
2	2	2	0,1	5	6	6
3	2	3	0,1	7	6	6
4	3	3	0,1	12	6	6
5	3	3	0,1	15	6	6
6	3	3	0,1	15	13	13
7	3	3	0,1	15	13	13

Tabella 4.1: Parametri di acquisizione delle prove effettuate.

Definiti i parametri ottimali di acquisizione, per ottenere un'accuratezza migliore della matrice di taratura è necessario effettuare più volte la taratura stessa mantenendo costanti i parametri di acquisizione oltre che la pressione totale a monte. Di seguito si riporta la matrice di taratura ottenuta, risultato della media di due prove effettuate con gli stessi parametri di acquisizione.

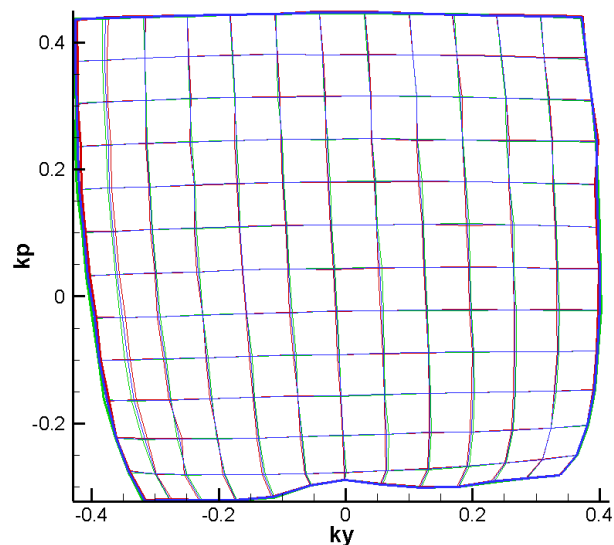


Figura 4.4: Matrice di taratura media (blu) della sonda a 5 fori.

Ogni singola matrice non correla direttamente le cinque pressioni lette con gli angoli imposti, ma bensì quattro coefficienti adimensionali funzione di queste ultime, i cui valori sono corrispondenti all'entità di *yaw* e *pitch* dati in ingresso, quali:

$$K_{yaw} = \frac{p_l - p_r}{p_t - p_s}$$

$$K_{pitch} = \frac{p_u - p_d}{p_t - p_s}$$

$$K_{pt} = \frac{p_t - p_c}{p_t - p_s}$$

$$K_{ps} = \frac{p_s - \frac{(p_u + p_d + p_l + p_r)}{4}}{p_t - p_s}$$

La matrice di taratura riporta quindi tali coefficienti in funzione degli angoli di *yaw* e *pitch* per un determinato valore di Mach al variare del quale si ottengono un insieme di n-matrici di taratura. Dalla matrice finale si può notare come i coefficienti  $K_{yaw}$  e  $K_{pitch}$  siano indipendenti rispettivamente dagli angoli di *pitch* e *yaw*. Questa considerazione è valida solo se la matrice è regolare e ben definita, se essa è distorta non è più veritiera tale considerazione.

#### 4.5 Elaborazione dei dati

Per poter acquisire i valori di pressione letti dalla sonda una volta montata sull'impianto si è resa necessaria la definizione di un apposito software che ne ha permesso la lettura. Tale software è stato progettato in ambiente *Labview* in modo da consentire l'acquisizione dei valori delle cinque pressioni per ogni valore di affondamento imposto allo strumento.

Il sistema di acquisizione è stato precedentemente tarato e implementato con il software creato. Si è provveduto infine ad effettuare i collegamenti pneumatici tra la sonda di pressione ed i trasduttori e tra i trasduttori e la scheda di acquisizione.

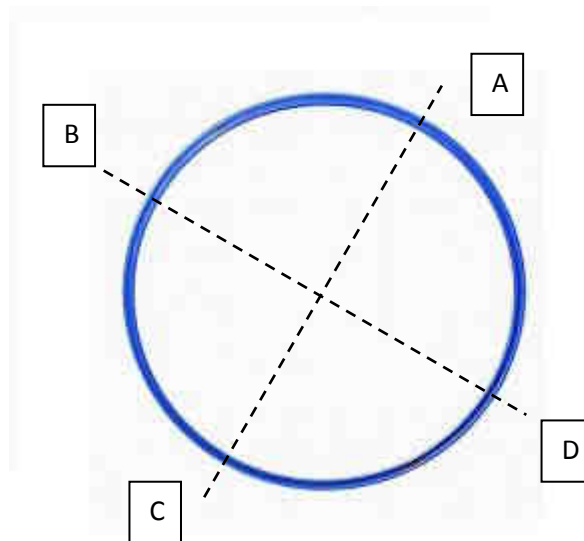
#### 4.6 Montaggio della strumentazione

La zona di misura, posta a valle dei nidi d'ape, è stata preparata predisponendo dei fori lungo la circonferenza della tubazione in modo da permettere il fissaggio del braccio sul quale verrà

posizionata la sonda. I fori sono stati disposti a  $90^\circ$  in modo da garantire il posizionamento di quattro prese di pressione. Per gli scopi della dissertazione in oggetto si è ritenuto necessario utilizzare solo una sonda di misura e quindi i fori non utilizzati per il fissaggio del braccio porta sonda sono stati sigillati mediante del nastro, date le modeste pressioni raggiunte, che ha permesso di evitare fughe di aria nella zona di misura.

Una volta assicurata la sonda al braccio si è proceduto al montaggio dell'attrezzatura sul condotto utilizzando delle viti appositamente scelte in modo da non sporgere all'interno della tubazione per evitare di interferire con il flusso di aria proveniente dal ventilatore. Proprio per questo motivo i fori effettuati sulla circonferenza della tubazione sono stati preventivamente ripuliti dalla bava presente dovuta alla loro realizzazione.

Sono state effettuate tre traverse di misura in modo da garantire una più fedele ricostruzione del flusso. Non è stato possibile utilizzare una delle prese predisposte, in particolare la D evidenziata in figura 4.5, poiché la dimensione del porta sonda non ne ha permesso la collocazione a causa dell'interferenza con il telaio della struttura.



*Figura 4.5 : Sezione della tubazione con evidenziata la disposizione delle traverse di misura.*

## 4.7 Acquisizione dati

Dopo essere stata montata nella zona di misura, si è proceduto al collegamento pneumatico della sonda ai trasduttori, precedentemente tarati, a loro volta collegati ad un computer che ne ha permesso, tramite il programma descritto precedentemente, l'acquisizione dei dati. La lunghezza

dello stelo della sonda ha permesso di discretizzare un vasto numero di punti all'interno della traversa di misura riuscendo ad arrivare oltre l'asse della tubazione. Tale lunghezza però, necessaria a raggiungere l'asse del condotto, comporta una maggiore vibrazione dello stelo che influenza inevitabilmente la misura.

Sono state effettuate diverse traverse di misura variando i parametri su cui era possibile agire a monte, quali l'apertura delle IGV e il numero di giri del ventilatore. Per la descrizione dettagliata delle prove si rimanda al paragrafo 4.9, di seguito si riporta la metodologia di ricostruzione del flusso.

#### 4.8 Ricostruzione del flusso

Questa volta, a differenza della calibrazione, la sonda si trova immersa in un campo di moto incognito del quale discriminare i valori di  $p_t$ ,  $p_s$ ,  $yaw$ ,  $pitch$  e Mach.

Inizialmente la sonda misura cinque valori di pressione e tramite queste letture, senza avere nessuna informazione sulla pressione totale e statica del flusso è necessario andare a calcolare i coefficienti definiti in taratura e da essi risalire al campo di moto incognito.

I coefficienti adimensionali definiti però dipendono esplicitamente dalla pressione totale e statica del flusso incognito. È quindi necessario ricorrere ad un procedimento iterativo supponendo il flusso incomprimibile data la modesta velocità del flusso.

Si inizia ipotizzando la pressione totale di primo tentativo pari alla pressione misurata dalla presa *central*:

$$p_t' = p_c$$

La pressione statica pari alla media aritmetica delle pressioni lette dalle prese circolari dello strumento:

$$p_s' = \frac{p_d + p_u + p_r + p_l}{4}$$

Si calcolano quindi i coefficienti adimensionali:

$$K_{yaw}' = \frac{p_l - p_r}{p_t' - p_s'}$$



$$K_{pitch}' = \frac{p_u - p_d}{p_t' - p_s'}$$

$$M' = \sqrt{\left( \left( \frac{p_t'}{p_s'} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{2}{\gamma-1}}$$

Con i coefficienti trovati si entra nella matrice di taratura e si determinano i valori degli angoli:

$$yaw'; pitch'$$

Da questi è possibile risalire ai coefficienti di pressione totale e statica. Infine dalla definizione degli stessi, si ricalcolano la pressione statica e totale di secondo tentativo:

$$K_{pt}' = \frac{p_t'' - p_c}{p_t' - p_s'}$$

$$K_{ps}' = \frac{p_s'' - \frac{(p_u + p_d + p_l + p_r)}{4}}{p_t' - p_s'}$$

Il processo viene quindi ripetuto fino a convergenza.

## 4.9 Descrizione e analisi critica dei risultati

### 4.9.1 Campo di moto a monte del Venturi

Come precedentemente descritto, si sono effettuate tre traverse di misura con diverse condizioni imposte a monte, numero di giri e apertura delle IGV.

Inizialmente si è fissata una velocità di rotazione del ventilatore pari a 700 rpm poiché, oltre tale velocità, i trasduttori di pressione arrivavano a saturazione non permettendo la lettura delle pressioni.

La prima prova è stata effettuata sulla traversa A percorrendo tutta la corsa della slitta da 4" oltre l'asse del condotto fino a 14" uscendo verso l'esterno dall'asse del condotto. Tale prova è stata effettuata percorrendo tutta la corsa verso l'esterno con un passo di 2" e verso l'interno del condotto con passo pari ad 1" e con un tempo di acquisizione superiore. Di seguito è mostrato il grafico della prova ottenuta con passo minore.

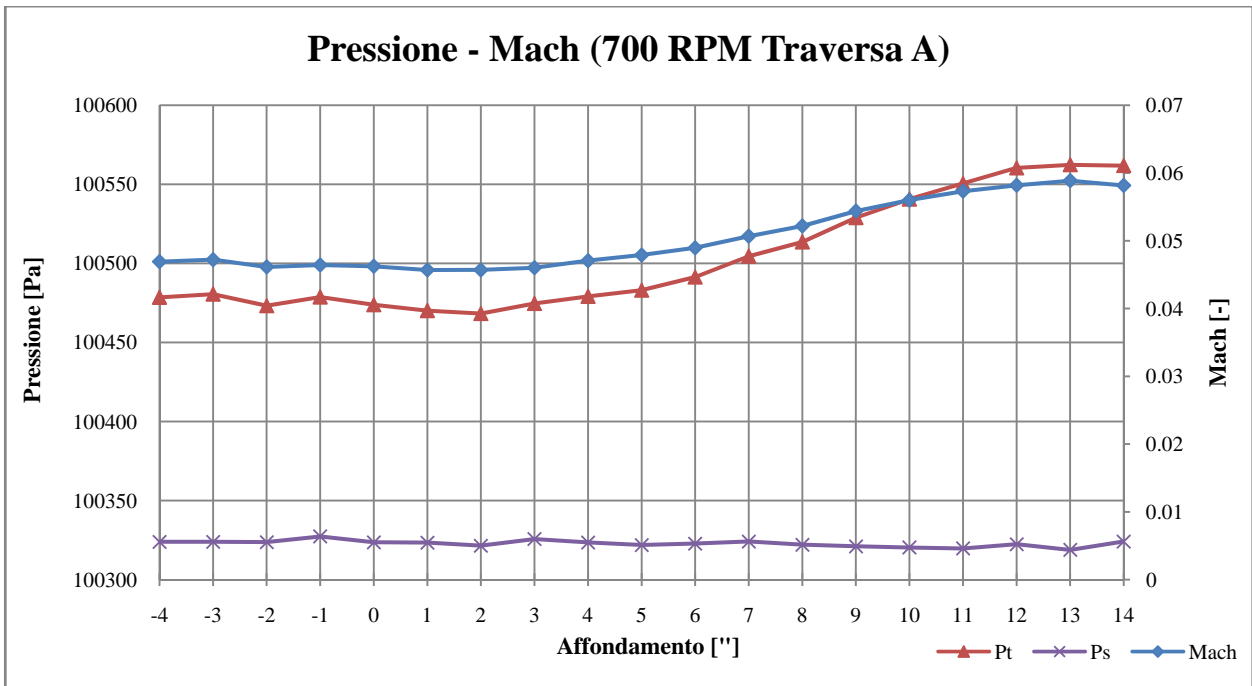


Figura 4.6 - Traversa A - Andamento della pressione e numero di Mach a 700 rpm.

Come si evince dalla figura 4.7, la pressione totale aumenta nell'avvicinarsi ai bordi del condotto anche se di un valore molto modesto pari a circa 100 Pa. Essendo praticamente costante la pressione statica nella traversa di misura si deduce che si ha una velocità superiore nella zona verso il bordo superiore del condotto. Per capire se questa variazione del profilo di velocità sia dovuta ad una rotazione del flusso è necessario valutare l'angolazione dello stesso mediante gli angoli di yaw e pitch.

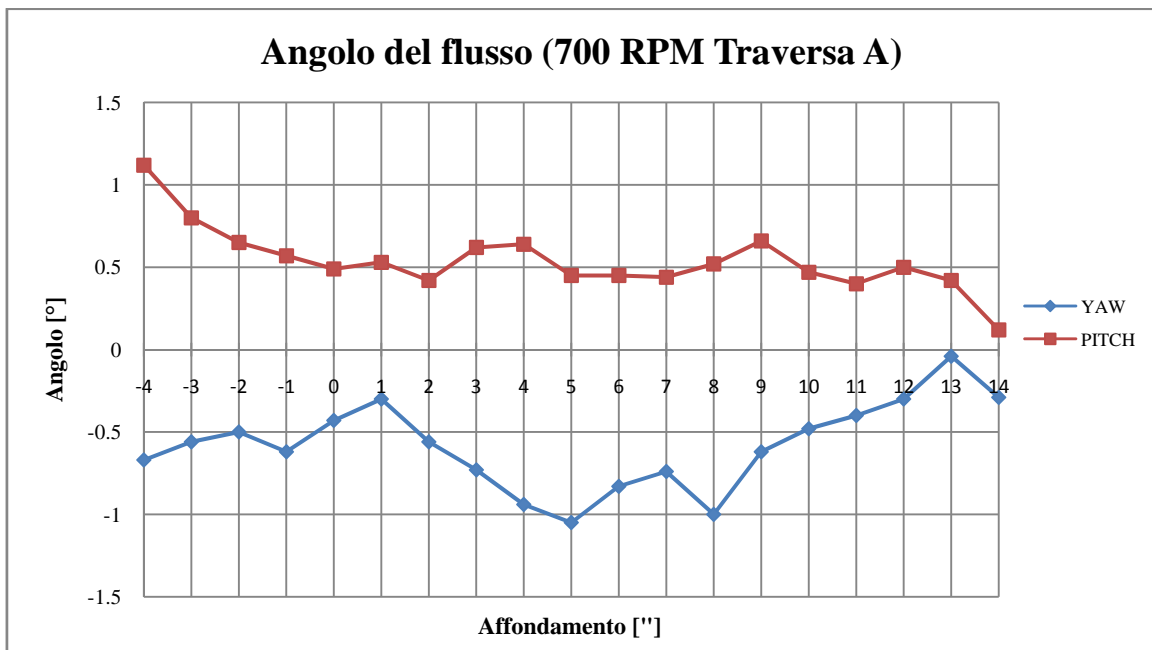


Figura 4.7 - Traversa A - Angolazione del flusso a 700 rpm.

Al valore dell'angolo *yaw* è stato necessario sottrarre  $1,3^\circ$  poichè i fori lungo la tubazione non erano perfettamente perpendicolari alla sezione del condotto causando un *offset* dell'angolo di *yaw* del flusso.

Come si può notare dalla figura 4.8, gli angoli del flusso nelle due diverse direzioni sono modesti, compresi tra  $\pm 1^\circ$  ed è quindi lecito considerare nulla la rotazione del flusso. Da questa considerazione discende però il fatto che deve esistere un'altra spiegazione riguardo alla sovravelocità che si riscontra nelle vicinanze delle pareti. È comunque da notare come questa differenza di pressione non sia elevata, circa 100 Pa.

Per capire se questa anomalia è caratteristica solo della traversa di misura A si è deciso di effettuare una prova similare sulla traversa B.

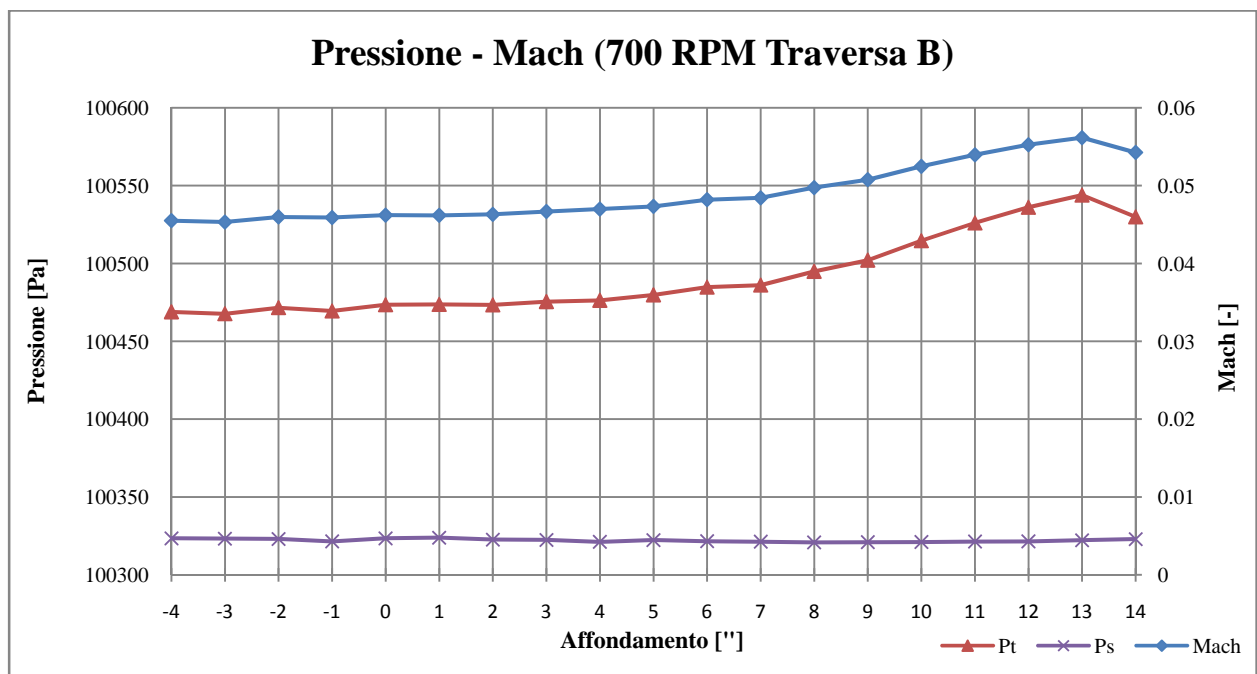


Figura 4.8 - Traversa B - Andamento delle pressioni e numero di Mach 700 rpm.

Anche in questa traversa si nota un aumento della velocità nelle vicinanze del condotto e come prima si nota dall'analisi dell'angolazione del flusso come questa sia modesta e non presenti quindi rotazione dello stesso.

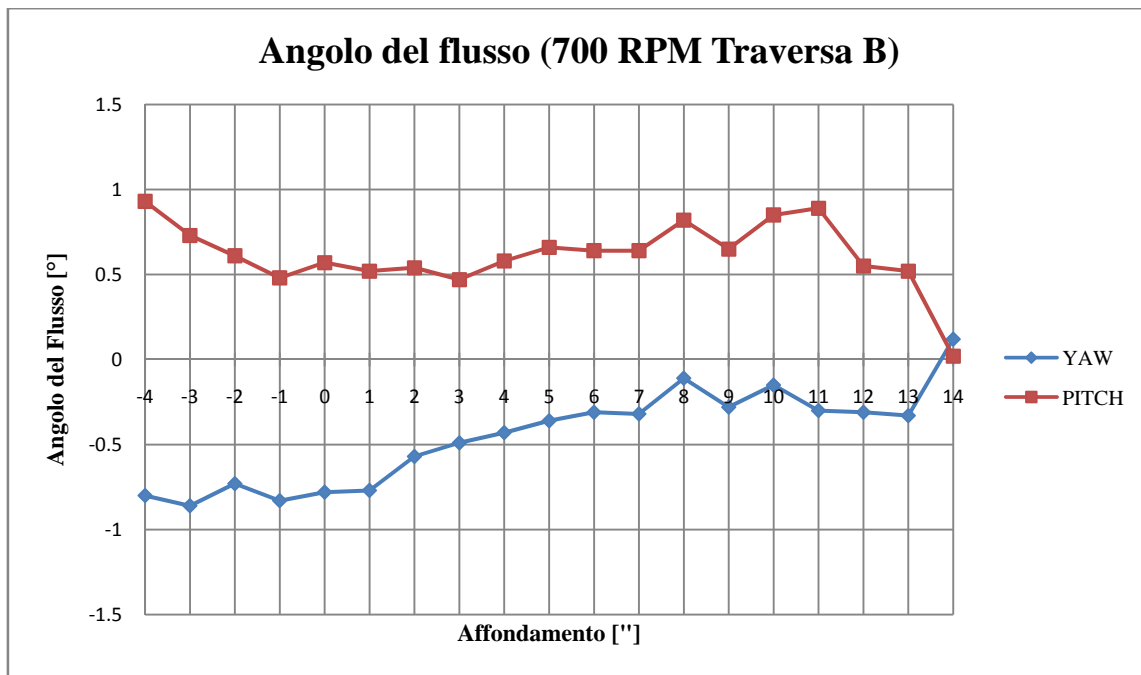


Figura 4.9 - Traversa B – Angolazione del flusso 700 rpm.

Avendo analizzato il profilo di velocità nelle due traverse superiori del condotto si è ipotizzato che la disuniformità fosse dovuta alla curva a valle del ventilatore che comportava una distribuzione della portata maggiore verso la zona superiore del condotto. In aggiunta si è pensato che la zona a valle del ventilatore tra la voluta e la curva del condotto fungesse da eiettore poiché, durante lo svolgimento delle precedenti prove, non si è ritenuto necessaria la sua chiusura. Tale comportamento spiegherebbe un aumento di portata nella zona adiacente la parete della tubazione. Per scartare quest'ultima ipotesi si è provveduto a montare un giunto di tela tra la voluta del ventilatore e il condotto e si è ripetuta la prova nella traversa B.

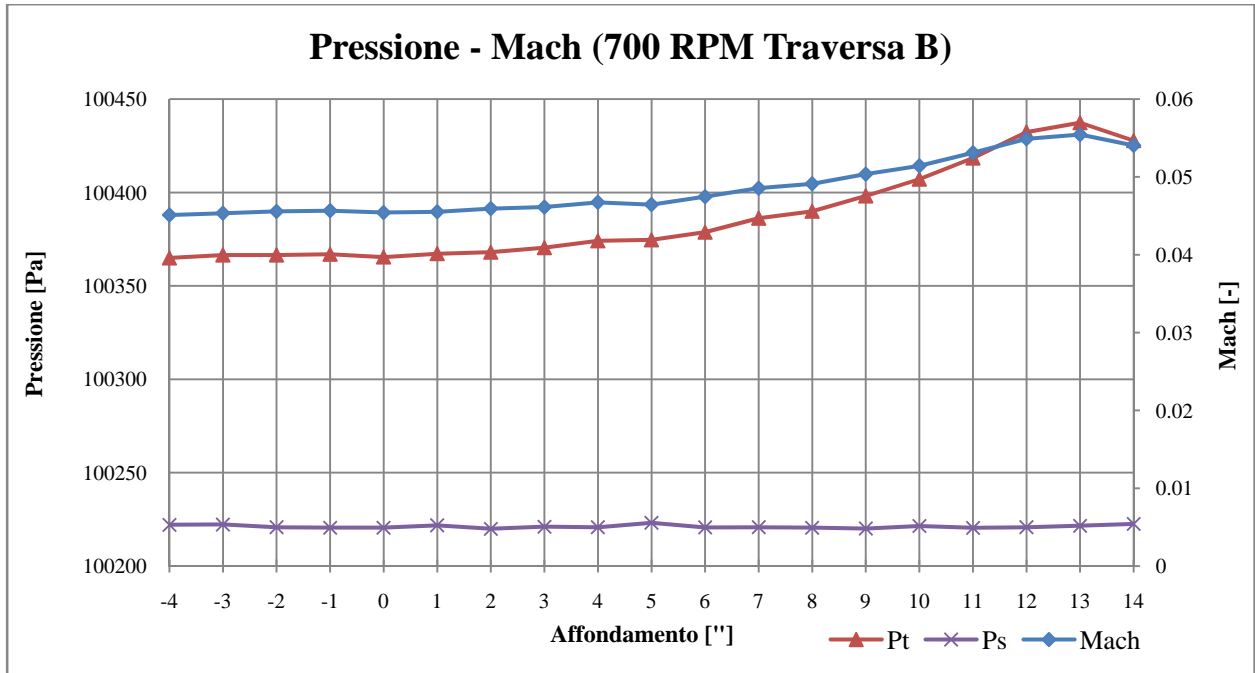


Figura 4.10 - Traversa B - 700 rpm –Andamento delle pressioni e numero di Mach.

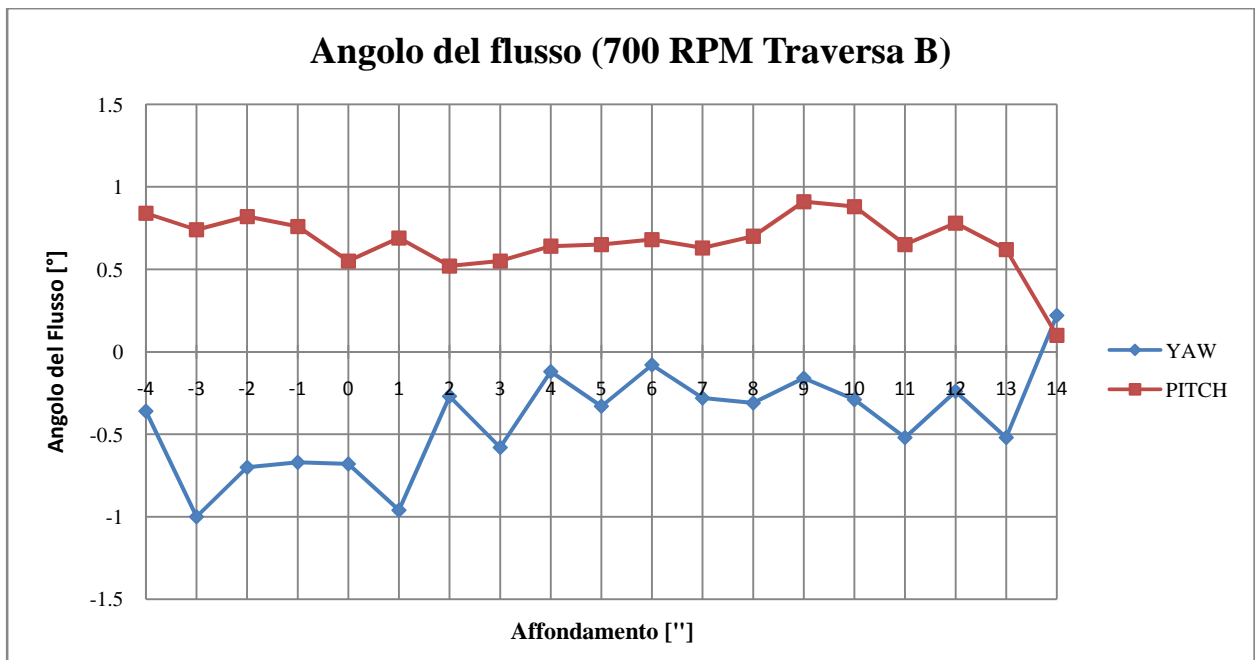


Figura 4.11 - Traversa B - 700 rpm – Angolazione del flusso.

Come si può vedere dai risultati ottenuti l'uso del giunto in tela non ha permesso di risolvere il problema della sovravelocità e quindi per capire se tale disuniformità sia imputabile alla curva a valle del ventilatore, che convoglia il flusso nella parte superiore del condotto, si è reso necessario effettuare una prova anche sulla traversa C in modo da capire se lungo tale traversa, corrispondente alla parte inferiore della tubazione si riscontra la stessa problematica.

In tale traversa si è dovuto far fronte all'ingombro del longherone del telaio che sostiene la tubazione, il quale non ha permesso di discretizzare tutti punti raggiunti dalla corsa della sonda.

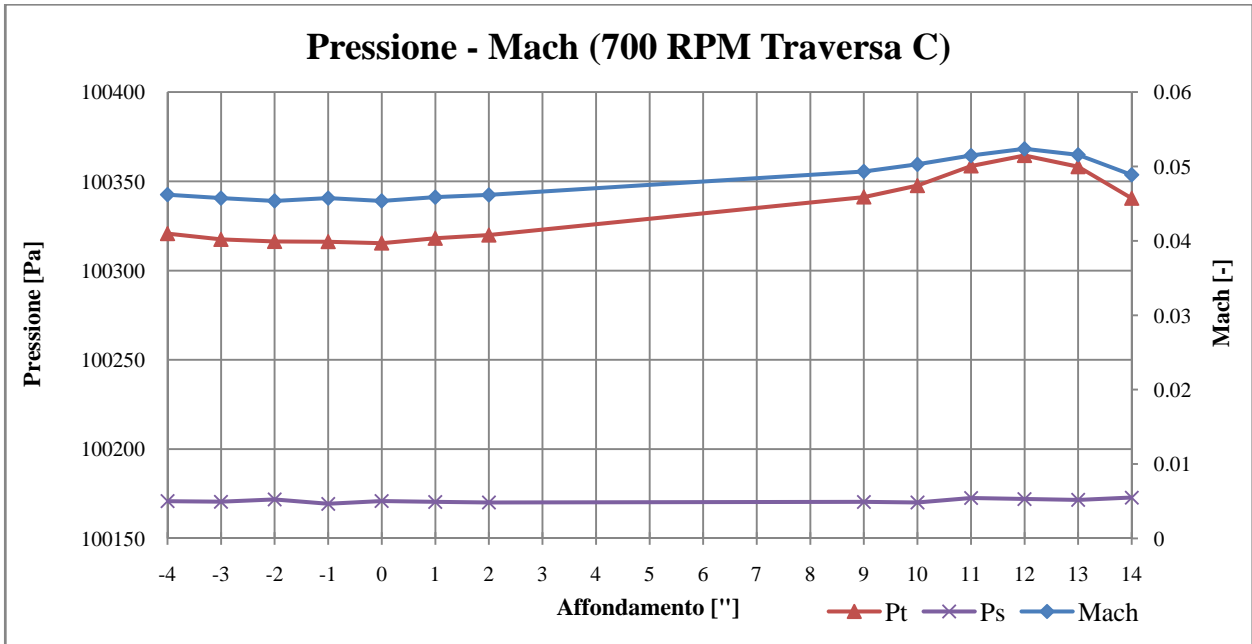


Figura 4.12 - Traversa C - 700 rpm – Andamento delle pressioni e numero di Mach.

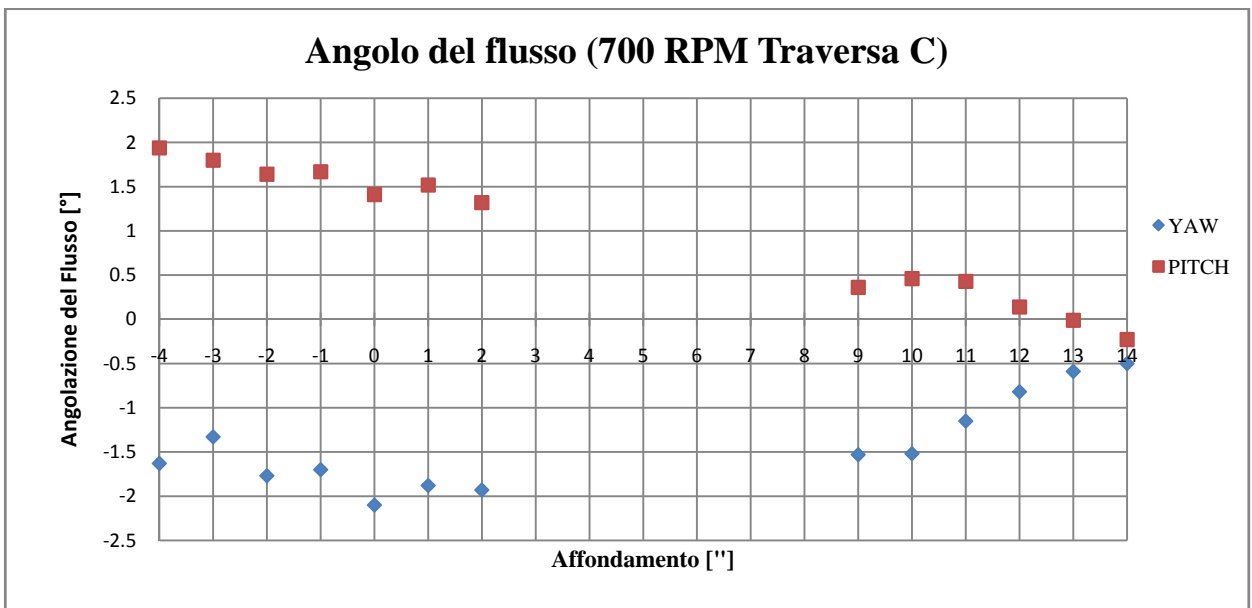


Figura 4.13 - Traversa C - 700 rpm – Angolazione del flusso.

La disuniformità del profilo di velocità si verifica anche in questa traversa e quindi nella regione sottostante del condotto.

Si è reso necessario valutare altre ipotesi oltre alla sola influenza della curva, quali il profilo di velocità che viene a trovarsi in ingresso alla curva divergente oppure il cattivo funzionamento dei nidi d'ape.

Una possibile causa di questo comportamento può essere il cattivo funzionamento della curva diffusiva a 90°, in tale curva è stato disposto un profilo in modo da garantire una diffusione del flusso equa tra la parte superiore ed inferiore della curva, è possibile che la posizione di tale elemento rispetto alla geometria della curva divergente comporti delle perdite nella parte centrale del canale rispetto ai lati. Si è poi pensato ai nidi d'ape che a causa di una ipotetica deformazione perimetrale dovuta alle fasi di montaggio introducono una perdita al centro del canale mentre lasciano inalterato il flusso sulla circonferenza del condotto.

In definitiva però il problema maggiore è capire se questa disuniformità è funzione della portata d'aria (numero di giri del ventilatore e apertura IGV) e, se così fosse, sarà un problema di cui tenerne conto in fase di taratura per cui si dovrà tarare a diverse velocità di rotazione del ventilatore e di apertura delle palettature di ingresso.

Per quanto riguarda invece l'uniformità spaziale del flusso, si nota come questo sia praticamente rettilineo e non presenti vorticosità. I nidi d'ape hanno eliminato le componenti di velocità trasversali, rimane  $\pm 1^\circ$  di rotazione del flusso valore molto modesto se si considera anche l'incertezza dello strumento di misura insieme all'incertezza nel posizionamento della sonda all'interno del condotto.

Ciò sta a significare il buon funzionamento dei nidi d'ape. L'inserimento di questi strumenti ha comportato principalmente la riduzione delle componenti trasversali del flusso visto il notevole rapporto geometrico L/D.

#### 4.9.2 *Variazione delle condizioni operative*

È possibile intervenire sulle prestazioni del ventilatore attraverso due modi, variando l'angolazione delle palettature in ingresso IGV (*Inlet Guide Vanes*) o il numero di giri. La variazione delle pale distributrici comporta una modifica del flusso in ingresso al ventilatore e una parzializzazione della sezione di aspirazione con conseguente diminuzione di portata. Questo tipo di regolazione però è utile per effettuare una regolazione fine della macchina mentre per modificare sostanzialmente le prestazioni del ventilatore è necessario operare sul numero di giri.

Si è quindi provato a variare le prestazioni del ventilatore variando l'angolazione delle IGV a pari numero di giri e viceversa, valutandone l'effetto nella prima traversa (A). Di seguito si riportano i grafici di velocità adimensionale in modo da poter confrontare i risultati ottenuti variando i parametri di regolazione.

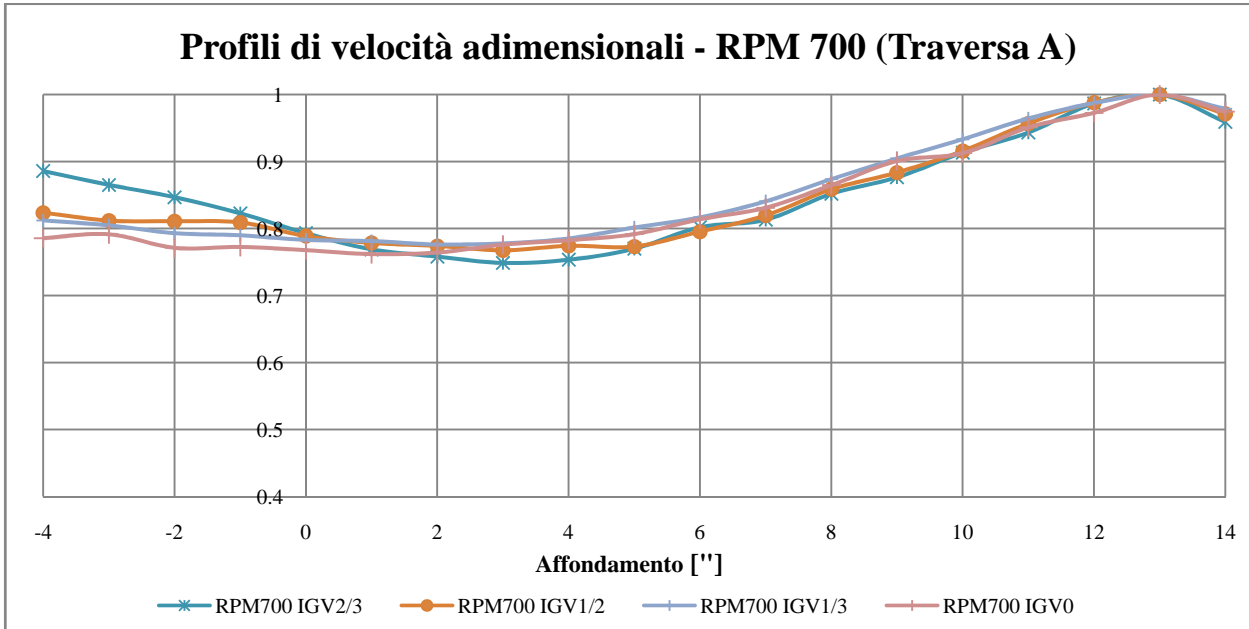


Figura 4.14 - Traversa A - 700 rpm – Profilo di velocità al variare dell'apertura dell'IGV.

Per analizzare il comportamento ad un numero di giri superiore a 700 rpm si è deciso di cambiare i collegamenti pneumatici tra la sonda e il trasduttore, in particolare le prese *central* e *right* per aumentare la scala del canale della presa *central* da 5 a 25 V in modo da permettere la lettura di pressioni superiori.

Si è quindi proceduto effettuando una prova sulla stessa traversa (A) variando nuovamente l'angolazione delle pale distributrici considerando però una velocità di rotazione del ventilatore superiore in particolare 1000 rpm.



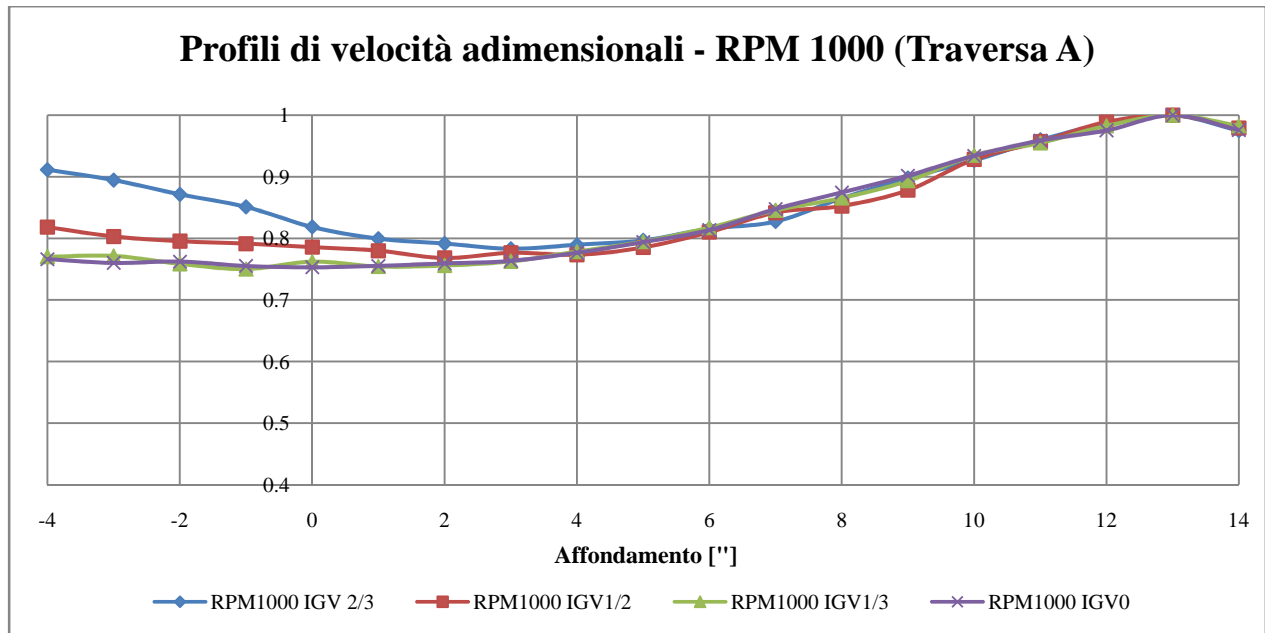


Figura 4.15 - Traversa A - 1000 rpm – Andamento della velocità al variare dell'apertura dell'IGV.

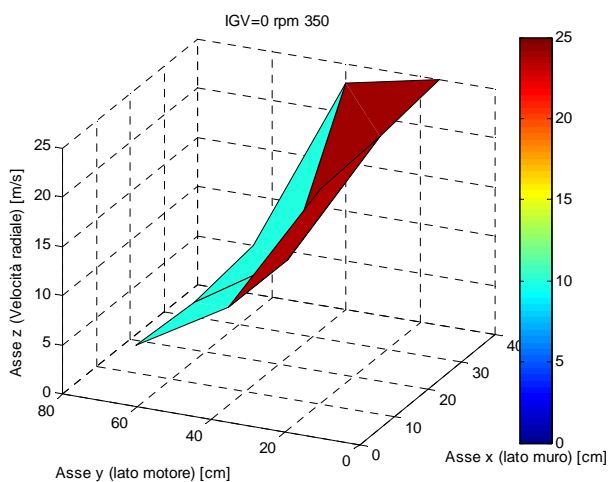
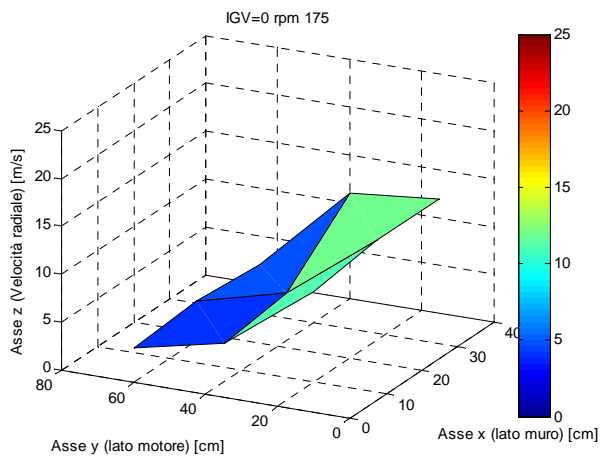
L'analisi dei profili di velocità adimensionali dovrebbe portare ad una perfetta sovrapposizione delle curve per numeri di giri differenti e apertura delle IGV. Tale condizione si verifica pressoché in tutto il campo di misura con esclusione della zona con affondamenti negativi corrispondente ad un affondamento della sonda superiore all'asse del condotto. Tale disuniformità di comportamento è pari al 15 % circa nella zona sopra citata e può essere in parte spiegata tenendo conto dell'incertezza dello strumento di misura e del fatto che la sonda si trova ad acquisire i valori con un affondamento molto elevato che ne comporta, soprattutto per elevate velocità del fluido, una vibrazione che inevitabilmente affligge la misura finale.

Permane comunque una zona di sovravelocità nella parte periferica del condotto che potrebbe essere giustificata anche dal comportamento del convergente quadro tondo che potrebbe portare ad una redistribuzione della portata negli angoli del condotto quadro sulla periferia della tubazione cilindrica, proprio in asse con le zone di misura. Sarebbe infine utile modificare la zona di misura, in particolare ruotando le prese di pressione in modo che queste non risultino più in linea con gli spigoli del convergente quadro tondo. In questo modo da una successiva sperimentazione si potrebbe verificare se effettivamente la disposizione iniziale evidenziava tale fenomeno poiché proprio in linea con gli angoli del condotto quadro. In prima analisi è però interessante ricercare il motivo di tale disuniformità a monte della zona di misura, valutandone il profilo a valle della voluta del ventilatore e in corrispondenza della sezione di uscita della curva diffusiva.

### 4.9.3 Caratteristiche del flusso a valle del ventilatore

Dopo aver analizzato tale comportamento e la problematica relativa alla maggior velocità che si riscontra avvicinandosi alla parete della tubazione, si è proceduto a verificare l'uniformità del flusso a monte dei nidi d'ape e della curva, subito a valle della voluta del ventilatore. Per effettuare tale misura si è smontata la tenuta di tela tra la voluta e la curva e si è utilizzato un anemometro a filo caldo per la misura della velocità in tale sezione. Per avere una misura il più completa possibile si è proceduto con l'acquisizione del valore di velocità in una serie di punti tali da discretizzare nel miglior modo possibile la sezione rettangolare dell'uscita della voluta.

Tale prova è stata ripetuta variando il numero di giri del ventilatore, tra 175 e 350 rpm, dato che un ulteriore incremento di velocità provocava una saturazione dello strumento di misura, e l'apertura delle palette IGV in modo da ricalcare le condizioni delle prove precedenti. Di seguito si mostrano i risultati ottenuti mediante una rappresentazione 3D della velocità radiale del flusso.



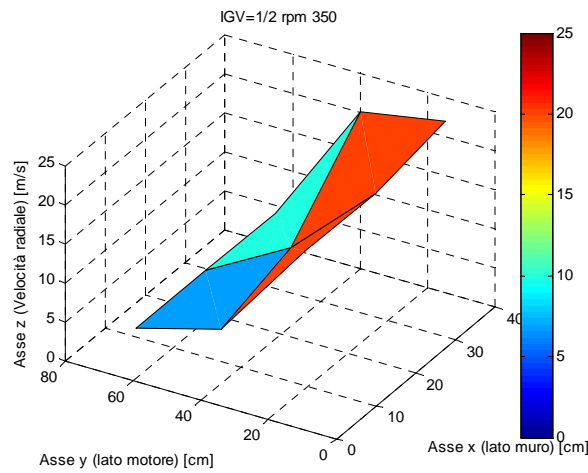


Figura 4.16 – A sinistra: Profilo di velocità a valle della voluta. A destra: Sistema di riferimento adottato.

Dall’analisi di tali grafici si nota una forte disuniformità del flusso con una zona ben evidente di bassa velocità e una zona periferica esterna della voluta caratterizzata da una elevata velocità.

É quindi probabile che la disuniformità del profilo di velocità che si riscontra in ingresso al Venturi classico, sia in parte dovuta ad un flusso in uscita dal ventilatore disuniforme a causa della geometria della voluta che comporta una zona dove la velocità è cinque volte superiore alla velocità minima in tale sezione.

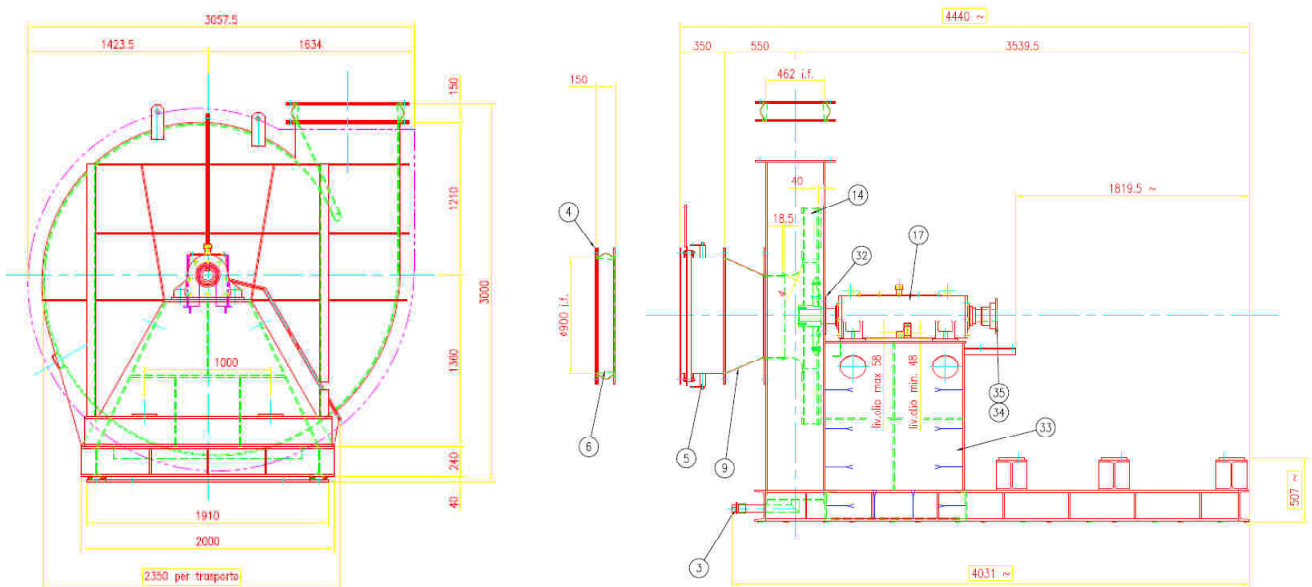


Figura 4.17 - Disegno costruttivo del ventilatore centrifugo.

Si è pensato in primo luogo che la geometria della voluta fosse tale da comportare tale flusso fortemente distorto e si provveduto a modificarne la geometria inserendo dei profili in modo da consentire una migliore guida dello stesso in uscita dalla girante.

I profili sono stati inseriti in modo da dividere in sezioni equidistanti la zona subito a valle dell'unghia della voluta e l'uscita della stessa.

Si è quindi ripetuta la misura della velocità del flusso nella sezione attraverso l'utilizzo del medesimo anemometro. Il profilo di velocità che si ottiene con le modifiche apportate è il seguente:

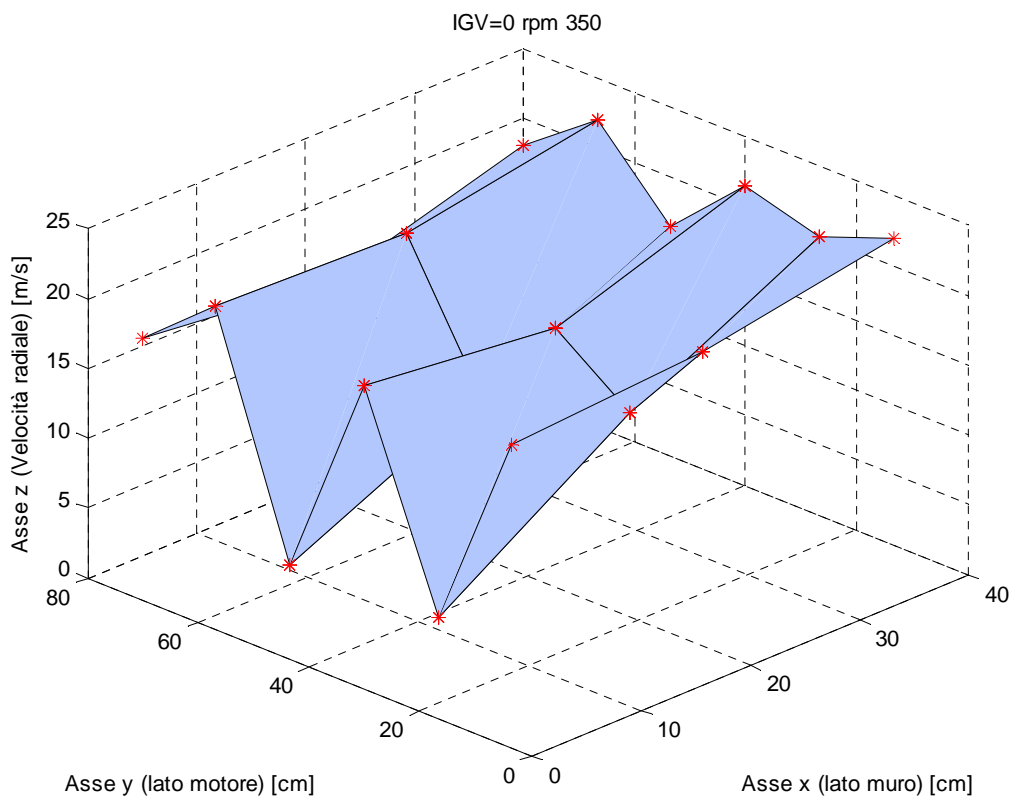


Figura 4.18 – Profilo di velocità a valle della voluta, in rosso i punti discretizzati.

Come si può notare, il profilo di velocità non presenta più una zona di bassa velocità concentrata nel lato della cassa del ventilatore. Si riscontrano ancora delle discontinuità anche se di molto inferiori rispetto al caso senza precedente. Il motivo di tale discontinuità residua può essere spiegato dal fatto che la velocità in uscita dalla girante che investe i profili provoca un distacco di vena fluida che interessa i due profili più lunghi che sono posti nella sezione dell'unghia della voluta. A valle di questi il flusso è più radiale e l'incontro con i successivi profili non comporta tale distacco.

#### 4.9.4 Caratteristiche del flusso a valle della curva divergente

Definito il profilo di velocità a valle della voluta, migliorato rispetto al caso precedente, si è deciso di investigare il profilo che si ottiene subito a valle della curva divergente a gomito, andando a verificare le modifiche che apporta questo componente al flusso. Tale curva è provvista di un profilo posto in mezzeria che ne segue la curvatura. Operativamente si è divisa la sezione di misura mediante uno spago in modo da non interferire con il flusso in uscita e si è quindi utilizzato un anemometro a filo caldo, seguendo i nodi della mappa tracciata, per la misura della velocità del fluido.

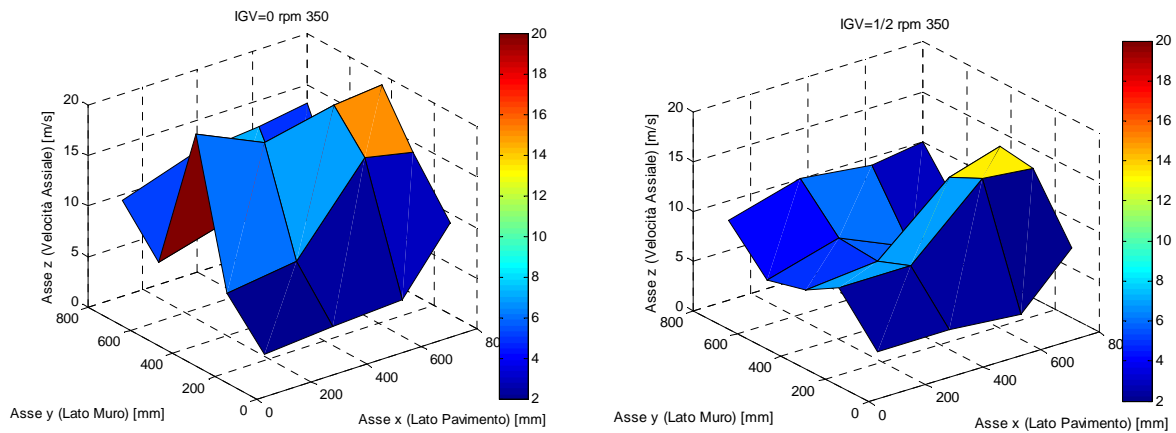


Figura 4.19 – Profili di velocità a valle della curva divergente.

Tali profili identificano una zona di maggiore velocità in corrispondenza del setto inserito nella mezzeria del canale della curva. Il profilo risulta chiaramente disuniforme essendo valutato subito a valle di una curva a gomito divergente.

Data l'esiguità dei punti discretizzati non è possibile trarre solide conclusioni anche perchè con l'anemometro adottato non è stato possibile salire ulteriormente con il numero di giri dato il fonso scala dello strumento molto ridotto. In definitiva, come è lecito aspettarsi, si nota una disuniformità del profilo con una zona di sovravelocità localizzata nella parte centrale del condotto, in corrispondenza del profilo installato nel canale.

### 4.9.5 Analisi del flusso dopo le modifiche alla voluta del ventilatore

Dopo le modifiche apportate alla voluta del ventilatore e l'analisi delle componenti di velocità del flusso a valle della curva divergente, si è proceduto a ripetere le misure di pressione nella zona di misura posta a monte del Venturi. Si è deciso di utilizzare un tubo di ptot composto da un tubo metallico opportunamente sagomato in modo da poter discretizzare tutta la traversa di misura che non era possibile fare utilizzando la sonda precedente.

Si sono quindi effettuate le misure variando il numero di giri del ventilatore e l'apertura delle IGV. Di seguito si riporta l'andamento dei profili di velocità adimensionali rispetto alla velocità massima nella sezione per la traversa di misura A.

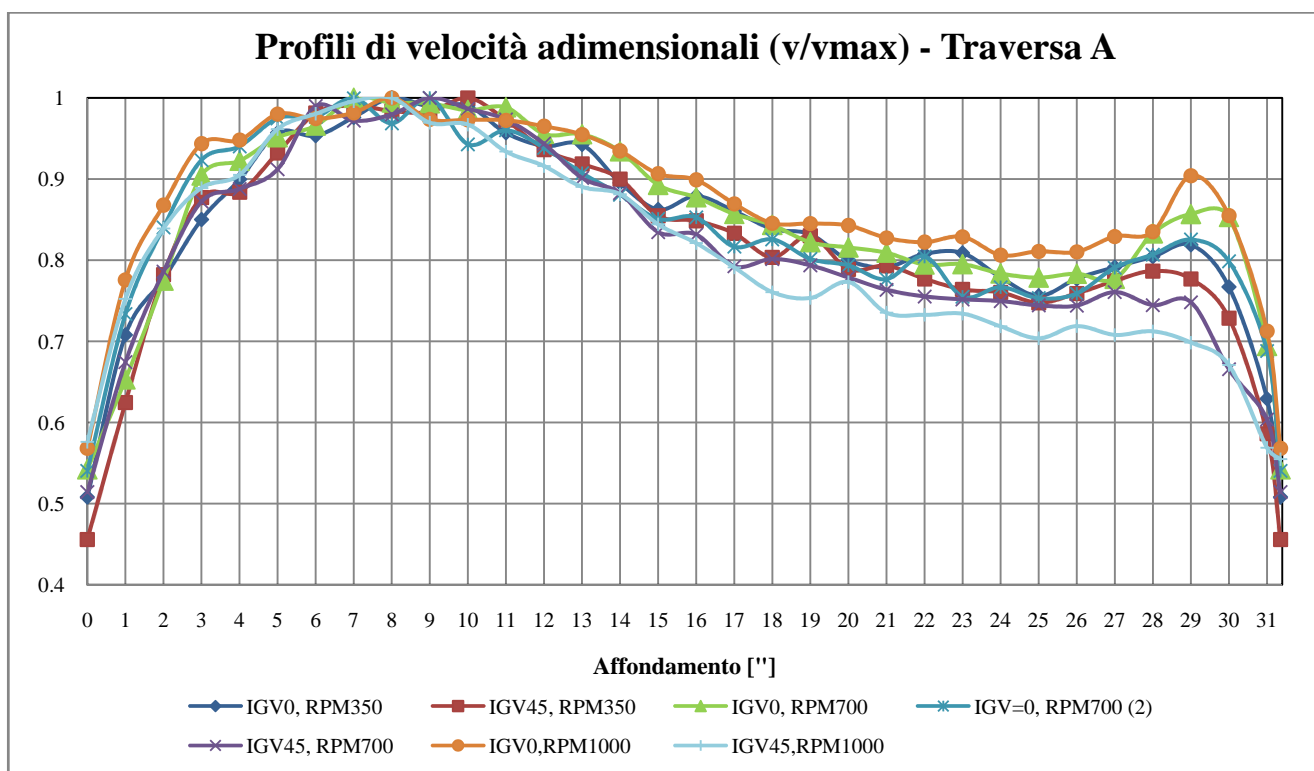


Figura 4.20 - Profili di velocità adimensionali per la traversa A.

Si sono effettuate le medesime prove sulla traversa B ottenendo il seguente profilo:

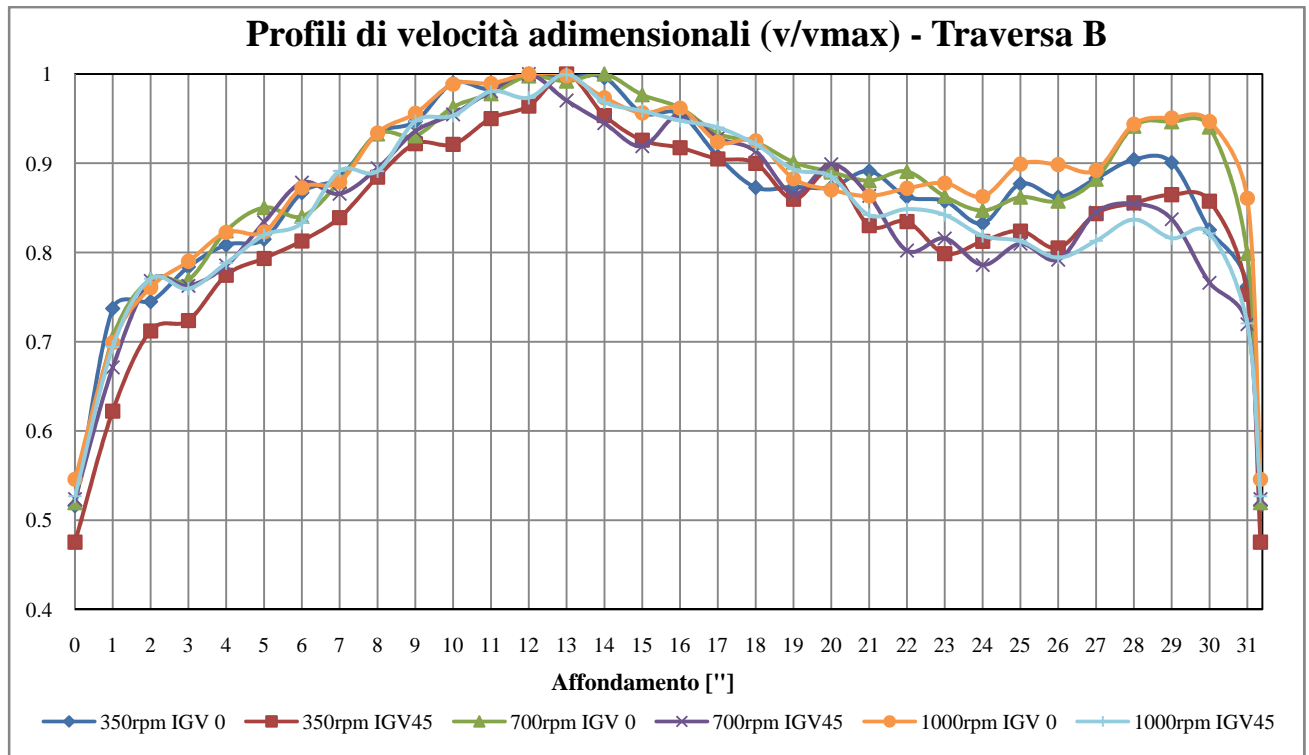


Figura 4.21 - Profili di velocità adimensionali per la traversa B.

Come si può notare, persiste una zona del flusso caratterizzata da una velocità ridotta nella parte centro-alta del canale, corrispondente agli affondamenti 15-28" (si ricorda che il riferimento affondamento 0" è stato preso in corrispondenza della parte inferiore della tubazione). Un altro dettaglio altresì degno di nota è che i profili di velocità si distinguono in maggior modo lungo la periferia superiore del canale denotando uno scartamento maggiore al crescere della velocità con apertura delle IGV pari a 0.

È necessario però porre attenzione al fatto che la misura effettuata è, come noto, affetta da una certa incertezza che è pari a circa il 5% della misura per lo strumento utilizzato. Questa considerazione può essere spiegata valutando il profilo adimensionale di velocità della condizione pari a 700 rpm e IGV = 0, di cui si sono eseguite due prove.

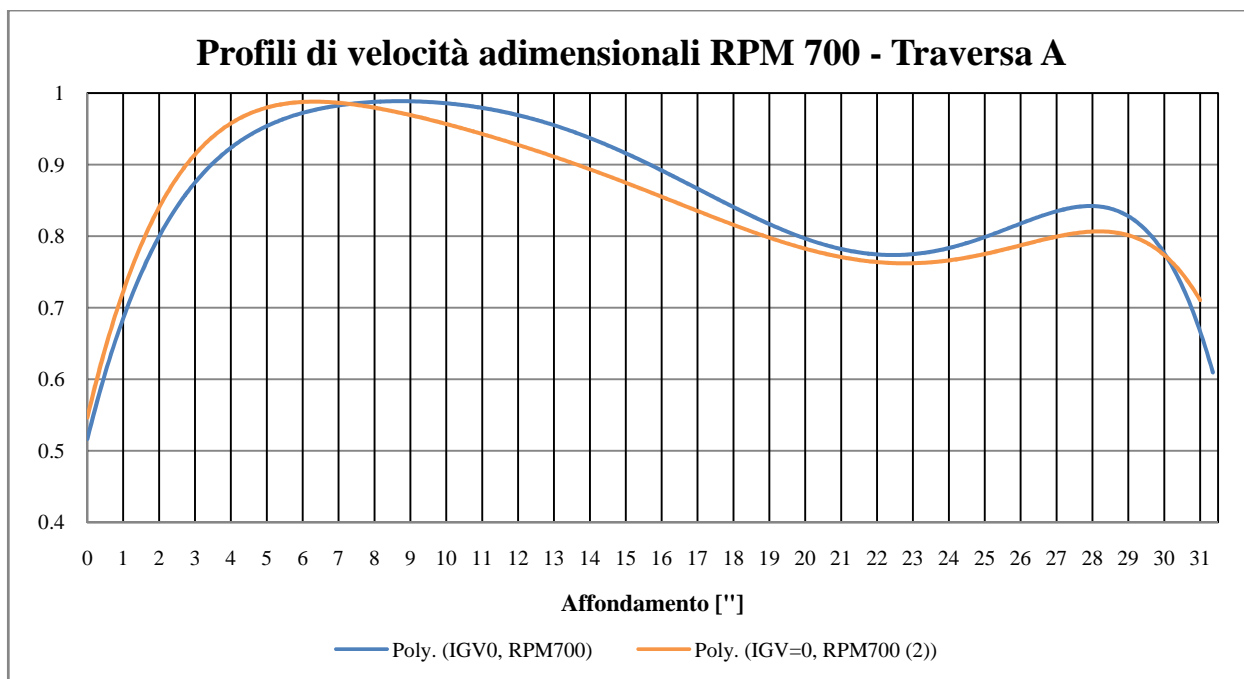


Figura 4.22 - Confronto tra i profili adimensionali di velocità a 700 RPM, IGV=0. I profili sono stati approssimati con una curva di regressione polinomiale del 6° grado.

Considerando lo scostamento tra queste misure effettuate con i medesimi parametri è possibile valutare in prima approssimazione come la misura comporti un errore pari a circa il 4%.

Alla luce di questo è possibile concludere che i profili di velocità adimensionali conservano una non simmetria del flusso e uno scostamento significativo dalla condizione di flusso completamente sviluppato a cui, come note, si riferisce la normativa. È interessante però valutare per gli scopi di tale sperimentazione come siano da considerarsi pressoché identici al variare dei parametri di progetto, tranne che nella zona superiore del condotto a ridosso della parete, nella quale anche tenendo conto dell'incertezza legata alla misura del valore di pressione rimane comunque una discrepanza sensibile tra i profili soprattutto considerando un numero di giri elevato. Tale disuniformità di comportamento al variare dei parametri è da ricercarsi negli accessori posti a monte della zona di misura. È possibile come detto che il flusso all'uscita del ventilatore presenti caratteristiche differenti al variare della condizione operativa comportando un profilo di velocità più o meno distorto all'uscita, il quale va poi ad affrontare la curva diffusiva che porta ad un'ulteriore disuniformità del flusso probabilmente anch'essa funzione, anche se in lieve misura della condizione di carico. La rilevazione della velocità all'uscita della voluta ed all'uscita della curva divergente ha dato importanti informazioni sul profilo disuniforme del flusso ma, data l'esiguità dei dati acquisiti insieme alla valutazione di poche condizioni di funzionamento, non ha permesso di valutare l'influenza dei parametri investigati



sulla conformazione del profilo e quindi non ha permesso di riconoscere distintamente il contributo del ventilatore rispetto alla curva divergente. È però lecito ipotizzare che entrambi contribuiscano alla disuniformità del flusso e allo scostamento dello stesso tra le varie condizioni sperimentate.

Per un'analisi più efficace riguardo gli scopi della dissertazione si è deciso di adimensionalizzare tali profili secondo la velocità media calcolata come la portata complessiva della condizione studiata (IGV e rpm) divisa per la sezione del condotto. Si è deciso di rielaborare i dati poiché in questo modo non si è adimensionalizzato il profilo mediante la velocità max lungo la traversa che è possibile sia influenzata dalla diversa condizione operativa.

Di seguito si riportano i profili adimensionali appena discussi per le due traverse di misura:

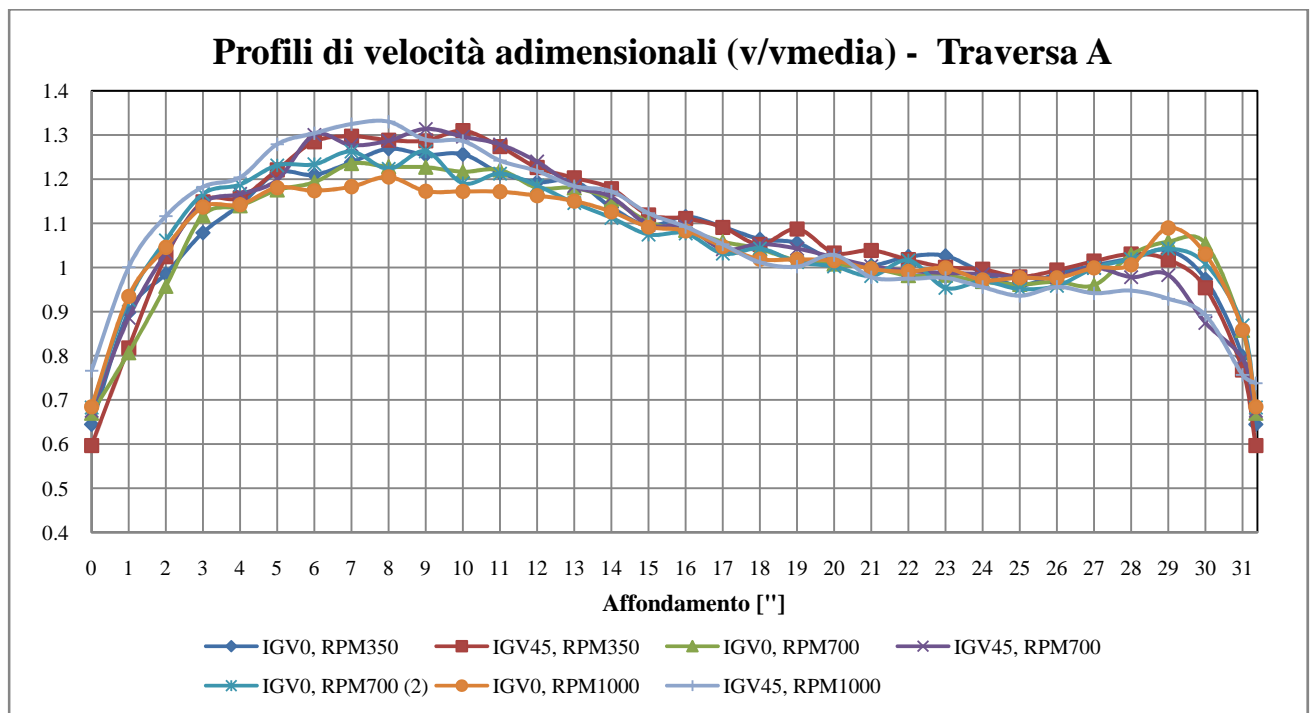


Figura 4.23 - Profili di velocità adimensionali per la traversa A.

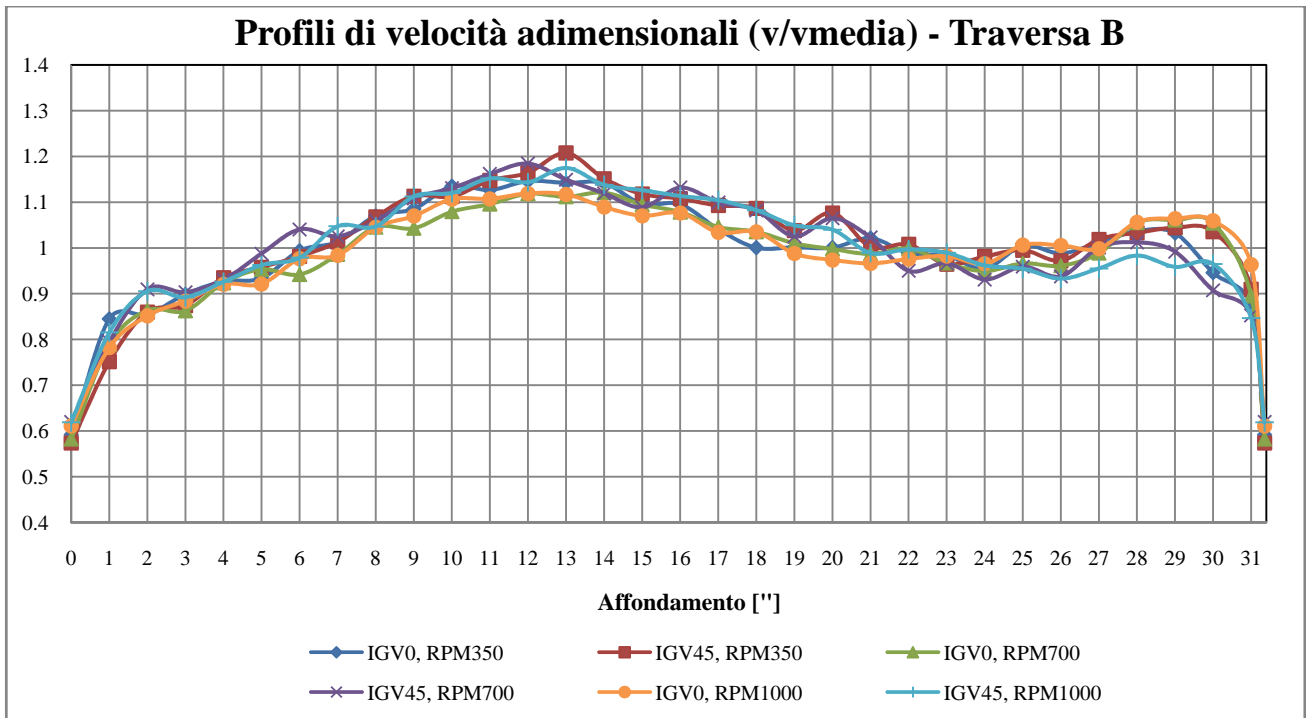


Figura 4.24 - Profili di velocità adimensionali per la traversa B.

Si è quindi ripetuto tale procedimento andando a mediare tra loro tutte le velocità calcolate nei rispettivi settori circolari, in modo da ottenere un valore di velocità per ogni settore considerato. Tale ragionamento è stato impostato per valutare se in termini di portata tutte le condizioni di funzionamento presentano una condizione simile. Infatti dai profili di velocità adimensionale è possibile notare come le condizioni a maggior velocità di rotazione presentino la caratteristica già sottolineata di una zona di sovra-velocità nella parte superiore del condotto; per tali condizioni nella parte inferiore del condotto si nota una velocità inferiore rispetto alle altre condizioni e quindi mediando le componenti di velocità sull'intera circonferenza è possibile notare se tale disuniformità angolare risulta compensata.

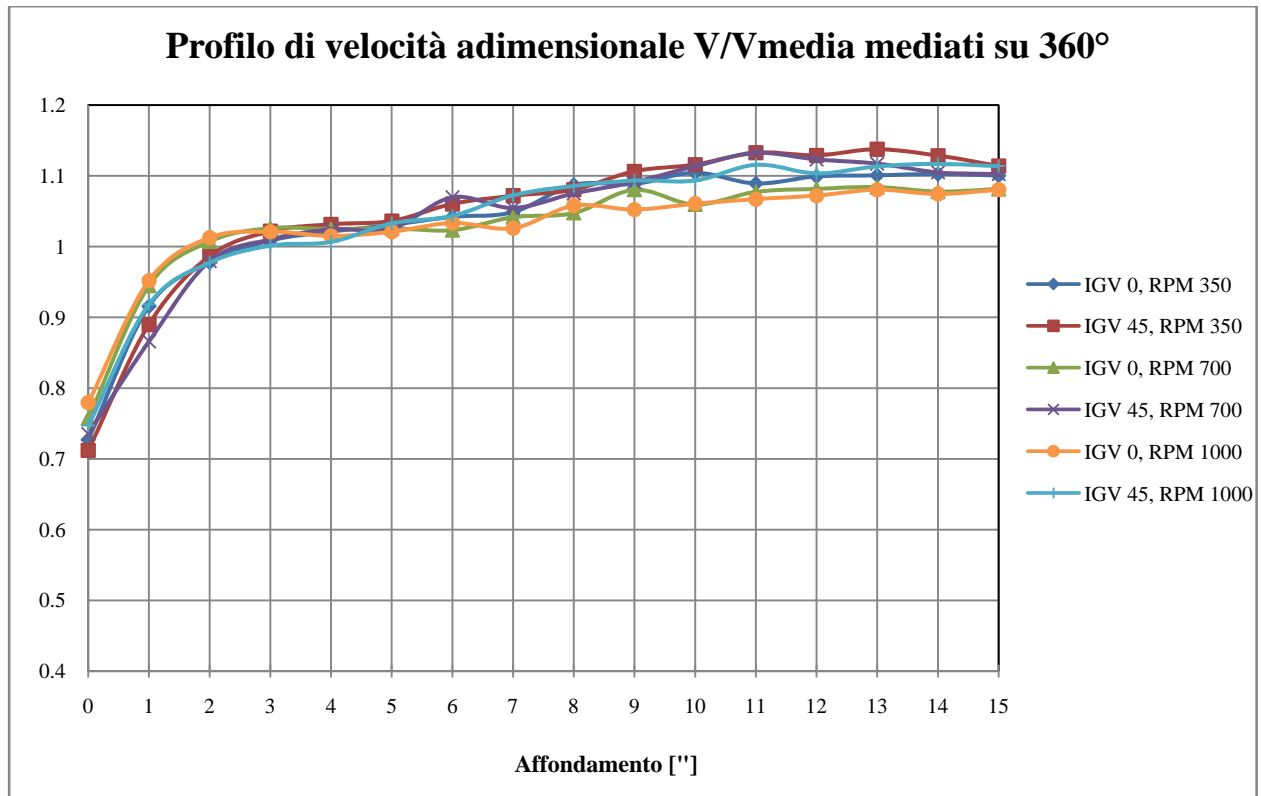


Figura 4.25 - Profili di velocità adimensionali mediati su  $360^\circ$ .

Come si può notare i profili di velocità così ottenuti sono pressoché identici e conservano solo dei minimi scostamenti attribuibili ad una variabilità del dato. È quindi ipotizzabile che la portata totale, calcolata nelle varie condizioni, presenti dei valori pressoché identici ed eventualmente dei minimi scostamenti dovuti alla fluttuazione presente della velocità nella sezione. Tali profili come si nota non sono ancora assimilabili a quelli di un profilo completamente sviluppato ma sottolineano come la condizione di funzionamento non influisca sul funzionamento del Venturi; tali profili non si discostano tra loro in modo sensibile e quindi identificano una condizione di funzionamento univoca da parte del Venturi posto a valle. Per questa ragione, e per i grafici di portata riportati in seguito, è lecito pensare di effettuare una sola taratura dello strumento che sia caratteristica di tutte le condizioni di funzionamento analizzate. Altrimenti se così non fosse stato, o se gli scostamenti si fossero rilevati di maggior entità si sarebbe dovuto provvedere a diverse prove di taratura caratteristiche della specifica condizione di funzionamento investigata, comportando l'impossibilità dell'utilizzo dello strumento stesso in quanto per la prova di taratura è necessario il raggiungimento della condizione critica del Venturi sonico che non è possibile ottenere, come si vedrà in seguito, per regimi di velocità inferiori ai 1500 rpm circa.

#### 4.9.6 Valutazione della portata nelle varie condizioni di funzionamento

É interessante notare come i diversi profili di velocità adimensionale si ripercuotano in termini di portata. Per questo si è calcolata la portata lungo l'intera sezione del condotto dividendo lo stesso in quattro settori. Avendo a disposizione due traverse di misura si è ipotizzato che ad ogni traversa corrispondessero due quarti di circonferenza e da qui, assumendo un passo di discretizzazione pari a quello sull'affondamento (1") si è calcolato per ogni quarto di sezione la relativa portata come somma della portate dei settori circolari.

$$Q_{ad} = \Delta r * \frac{2\pi r}{4} * \rho * V_{ad}$$

Di seguito si riportano gli scostamenti in termini percentuali tra le varie condizioni operative analizzate ed un grafico con le portate adimensionalizzate rispetto alla portata totale.

<b>Delta</b> [%]	<i>350rpm</i> <i>IGV 0</i>	<i>350rpm</i> <i>IGV 45°</i>	<i>700rpm</i> <i>IGV 0</i>	<i>700rpm</i> <i>IGV</i> <i>45°</i>	<i>1000rpm</i> <i>IGV 0</i>	<i>1000rpm</i> <i>IGV 45°</i>
350rpm IGV 0	-	-	-	-	-	-
350rpm IGV 45°	0.00	-	-	-	-	-
700rpm IGV 0	0.18	0.18	-	-	-	-
700rpm IGV 45°	0.03	0.03	0.21	-	-	-
1000rpm IGV 0	0.12	0.12	0.05	0.16	-	-
1000rpm IGV 45°	0.14	0.14	0.04	0.17	0.02	-

Tabella 4.2 – Scostamento % tra i valori di portata nelle varie condizioni analizzate.

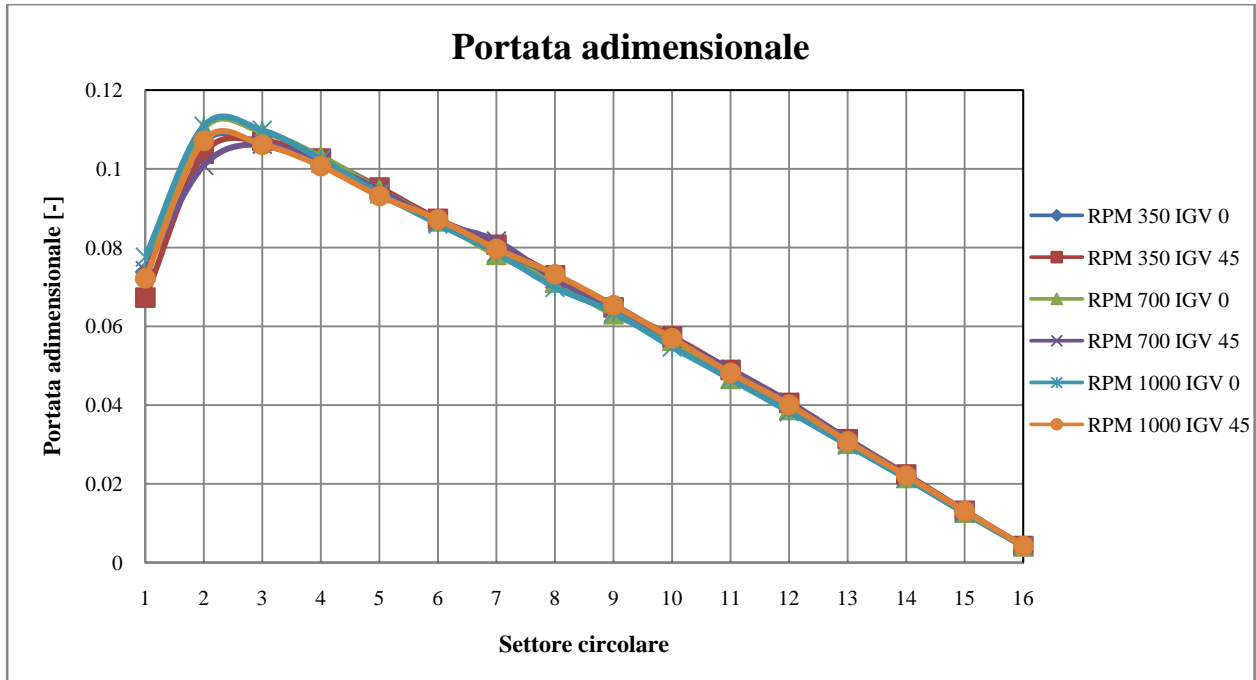


Tabella 4.26 – Portata adimensionale nelle varie condizioni analizzate.

Dall’analisi delle portate per le varie condizioni di funzionamento si nota come queste risultino pressoché sovrapponibili per quanto riguarda tutti i settori circolari ad eccezioni di quelli più esterni (1-3) che conservano una lieve differenza dovuta al differente profilo di velocità tra le varie condizioni nella parte superiore del canale. Come detto tale scostamento è modesto considerando ulteriormente il fattore dovuto all’incertezza degli strumenti di misura utilizzati; ed è tale da considerare ininfluente le variazioni delle condizioni di funzionamento sulla misura di portata fornita dallo strumento. Tali dati confermano la necessità di effettuare una sola prova di taratura caratteristica di tutte le condizioni di funzionamento dell’impianto.

#### 4.9.7 Valutazione della portata attraverso il Venturi classico

Si è utilizzato lo stesso sistema che era stato implementato per la lettura della pressione statica all’ingresso del Venturi classico descritto nel capitolo 2, e si è quindi potuto calcolare il salto di pressione esistente tra l’ingresso e la gola dello strumento collegando le due uscite di pressione ad un sistema di trasduttori. Infine per effettuare secondo normativa il calcolo della densità e quindi procedere con il calcolo della portata si è predisposta una termocoppia in modo da misurare la temperatura del fluido a monte dello strumento.

Dai valori acquisiti si è poi proceduto al calcolo della portata massica che è stata confrontata con la portata calcolata precedentemente cambiando i parametri funzionali del sistema quali il numero di giri e l’apertura delle IG. Di seguito si riporta lo scostamento tra tali valori:

	Portata calcolata norma [kg/s]	Portata calcolata integrale Settori circ. [kg/s]	E [%]
<b>rpm 350 IG V 0</b>	4.552	4.776	4.70
<b>rpm 350 IG V 45</b>	3.960	4.080	2.94
<b>rpm 700 IG V 0</b>	9.476	9.631	1.61
<b>rpm 700 IG V 45</b>	8.280	8.352	0.86
<b>rpm 1000 IG V 0</b>	13.613	13.684	0.52
<b>rpm 1000 IG V 45</b>	11.868	11.956	0.74

*Tabella 4.3 – Scostamento % tra i valori di portata calcolati con il salto di pressione a cavallo del Venturi secondo normativa e quelli calcolati dai valori di pressione acquisiti in precedenza.*

Come si può notare lo scostamento tra i valori di portata calcolata attraverso il salto di pressione come da normativa e quella calcolata mediante il tubo di pitot e la pressione statica a monte del Venturi forniscono dei risultati differenti in funzione della diversa condizione (velocità e IG V), in particolare gli scostamenti maggiori si hanno per i valori di velocità inferiori (350 rpm) in quanto probabilmente un errore nella valutazione della velocità, e quindi della portata, in questo caso ha un peso maggiore rispetto alle condizioni con rpm superiori. Tale errore può essere dovuto all'incertezza di misura degli strumenti utilizzati considerando che i valori di pressione totale e statica, dai quali si sono ricavati i profili di velocità nel condotto, sono stati acquisiti con trasduttori differenti da quelli utilizzati per la misura della portata del Venturi da normativa. Inoltre esiste una ulteriore approssimazione riguardo la misura della portata calcolata come integrale dei settori circolari che è quella sulla discretizzazione spaziale di tali settori e dell'ipotesi di assunzione di velocità costante all'interno del passo di integrazione  $\Delta r$  pari ad  $1''$ . Tale scostamento può in prima approssimazione giustificare il differente profilo di velocità ottenuto in condizioni di prova differenti analizzato in precedenza, ad ogni modo per la successiva taratura dello strumento i valori di riferimento saranno quelli acquisiti come da normativa, con gli stessi trasduttori che saranno utilizzati per la valutazione della portata del Venturi sonico.

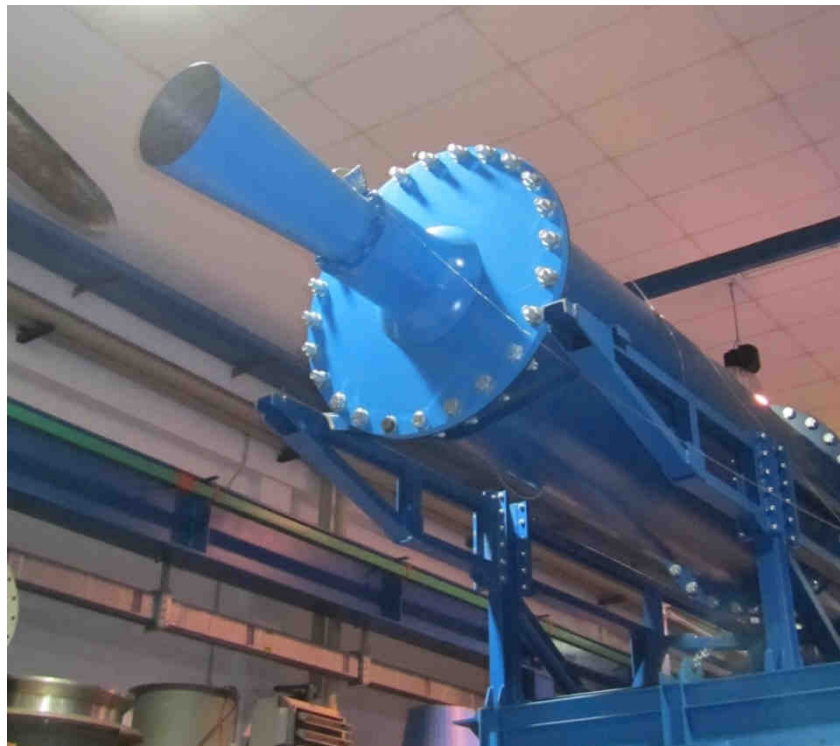
## CALIBRAZIONE VENTURI E ANALISI DELL'INCERTEZZA

La necessità di riferirsi a misurazioni il più possibile veritiere è sempre più importante nelle applicazioni industriali, e la riduzione dell'incertezza associata ad una misura è uno degli obiettivi principali da raggiungere per poter utilizzare al meglio un impianto di prova sperimentale come quello in esame.

### 5.1 Descrizione della prova di taratura

Appurata la condizione di moto del flusso a monte del Venturi, e quindi il funzionamento dello stesso, si è provveduto alla sua taratura mediante il Venturi sonico.

Esso è stato montato a sbalzo a valle del Venturi classico eliminando il raccordo curvilineo che convogliava il flusso di aria nella camera di stanca. Lo scarico del Venturi sonico è, come detto, in atmosfera in modo da consentire l'instaurarsi della condizione sonica in gola.



*Figura 5.1 - Venturi sonico montato a sbalzo a valle del Venturi classico.*

Come per il Venturi classico, anche per il Venturi sonico si è provveduto a predisporre una specifica zona per la misura dei valori di pressione e temperatura come esposto nel capitolo 3 paragrafo 3.2.

Rispetto alla prova del solo Venturi classico si è dovuto provvedere al montaggio di apposite placchette metalliche per sigillare i fori effettuati precedentemente per le prove di pressione a monte dello strumento, dato che la maggior pressione dell'aria rispetto al monitoraggio del solo Venturi classico.

La taratura è stata svolta aumentando gradualmente il numero di giri del ventilatore in modo da raggiungere la condizione di blocco del sistema. Attraverso un apposito programma di acquisizione si è monitorato il rapporto di pressioni e l'occorenza del bloccaggio della portata. Si è poi proceduto al calcolo della portata massica e dal rapporto tra le portate degli strumenti si è giunti alla definizione del coefficiente di efflusso come esposto nel dettaglio nel paragrafo seguente.

## 5.2 Determinazione della portata

Con la strumentazione adottata si è stati in grado di determinare la portata attraverso il Venturi classico e quello sonico confrontandole tra di loro e giungendo alla definizione del coefficiente di efflusso per la calibrazione del Venturi classico.

$$q_{m \text{ reale,venturi sonico}} = \frac{A_g p_0 C_{d,vs}}{\sqrt{R^* T_0}} f(\gamma, M = 1)$$

$$q_{m \text{ teorica,venturi classico}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d_g^2 \sqrt{2(\Delta p) \rho_1}$$

Imponendo l'uguaglianza tra le portate reali si perviene al coefficiente di efflusso del Venturi classico.

$$\frac{q_{m \text{ reale,venturi sonico}}}{\frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d_g^2 \sqrt{2(\Delta p) \rho_1}} = C_{vc}$$

Una volta appurato il raggiungimento della condizione di blocco sonico si procede alla valutazione delle portate e alla determinazione del coefficiente del Venturi classico come descritto.

Le prove effettuate sono state ripetute per diversi numeri di giri e per differenti gradi di apertura delle pale IGV in modo da valutare anche l'influenza dei parametri di regolazione sul coefficiente



di efflusso in modo da avere un set completo di misure dal quale partire per analizzare l'incertezza composta dello strumento.

Di seguito si riporta il riassunto di tali prove con in evidenza il coefficiente di efflusso determinato per ogni condizione investigata.

P.atm [Pa] 97600						
Rpm	IGV	PortataVC [kg/s]	PortataVS [kg/s]	Rapp. Exp VS [-]	Portata Teo VC [kg/s]	C. Eff.VC [-]
1500	0	7.847	7.900	0.560	7.975	0.991
1600	0	7.946	7.998	0.559	8.075	0.990
1700	0	8.047	8.101	0.559	8.178	0.991
1800	0	8.177	8.214	0.559	8.310	0.988
1900	0	8.307	8.331	0.559	8.442	0.987
2000	0	8.451	8.460	0.558	8.588	0.985
1500	45	7.720	7.789	0.561	7.846	0.993
1600	45	7.831	7.891	0.559	7.958	0.992
1700	45	7.945	7.996	0.559	8.074	0.990
1800	45	8.066	8.109	0.559	8.197	0.989
1900	45	8.197	8.234	0.559	8.330	0.988
2000	45	8.291	8.357	0.559	8.426	0.992

Tabella 5.1 – Prove di taratura

Dall'analisi di tali prove è possibile notare come il coefficiente di efflusso si mantenga in prima approssimazione costante al variare delle condizioni di carico. Questo dato è di notevole importanza poichè conferma come i parametri di ingresso quali IGV e rpm non influenzino il valore del coefficiente di efflusso e quindi non influenzino la taratura stessa.

Ad ogni modo essendo molto importante la misura di tale coefficiente e la successiva valutazione che questo non sia influenzato dai vari parametri per la taratura, nei paragrafi seguenti, insieme all'analisi delle incertezze, si è considerato anche lo scostamento riscontrato tra i suddetti valori in modo da tenere conto della dispersione del dato nella valutazione dell'incertezza finale.

### 5.3 Valutazione delle incertezze

Per la valutazione delle incertezze in una misura è prima di tutto importante definire il processo di misura cioè le variabili da combinare per ottenere la misura cercata. Ovviamente ogni variabile che concorre alla determinazione della misura finale sarà affetta, se sottoposta ad un processo di misura, anch'essa da una incertezza. É altresì di importanza rilevante conoscere l'indipendenza o la

correlazione tra le grandezze stesse in modo da definire in modo appropriato il processo di determinazione dell'incertezza.

La relazione tra le grandezze di input e la misura finale è definita dalla seguente relazione generale:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N)$$

Quindi per avere una stima della misura finale è necessario combinare le stime delle grandezze in input:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N)$$

A condizione che le variabili in ingresso siano indipendenti tra loro, è possibile definire l'incertezza combinata della misura applicando la legge di propagazione dell'incertezza come segue:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left[ \frac{\partial f}{\partial x_i} * u(x_i) \right]^2}$$

Dove:

$\frac{\partial f}{\partial x_i}$  = Coefficienti di sensibilità

$u(x_i)$  = incertezza sulla misura del i-esimo parametro

$u_c(y)$  = incertezza combinata

Come detto tale relazione è vera considerando non correlate le varie grandezze tra loro, trascurando l'effetto di covarianza tra una grandezza e l'altra. Tale ipotesi è ragionevole nella sperimentazione in oggetto poichè tale correlazione è comunque molto modesta.

Le incertezze delle singole variabili in ingresso possono essere ottenute seguendo due metodologie:

- Tipo A  
Metodo di valutazione dell'incertezza per mezzo dell'analisi statistica di una serie di osservazioni.
- Tipo B  
Metodo di valutazione dell'incertezza con mezzi differenti dall'analisi statistica di serie di osservazioni.

## 5.4 Coefficienti di sensibilità

Tali coefficienti forniscono un'indicazione di quanto ogni singola quantità in ingresso ( $x$ ) influenzi la misura del risultato finale ( $y$ ). Come è semplice immaginare, ogni variabile in ingresso avrà un "peso" differente nel concorrere alla valutazione della misura finale e quindi anche la sua incertezza avrà un "peso" differente. In generale i coefficienti di sensibilità possono essere determinati per via analitica o numerica a seconda che esista o meno una relazione matematica ben definita tra le variabili in ingresso e quelle in uscita. Nel caso in esame è ben nota l'equazione per il calcolo delle portate dei due strumenti e quindi i relativi coefficienti di influenza/sensibilità possono essere calcolati come variazione della quantità in output,  $y$ , rispetto alla  $i$ -esima quantità in ingresso,  $x_i$ .

$$c_i = \frac{\partial f}{\partial x_i}$$

## 5.5 Incertezza espansa

Generalmente l'incertezza, come ad esempio quella valutata di Tipo A, è espressa come incertezza standard valutata dalla deviazione standard del campione. In realtà così facendo, ipotizzando una distribuzione Gaussiana delle misure effettuate di uno specifico parametro, si ottiene un livello di confidenza associato a tale misurazione pari a circa il 68%. Esiste quindi una possibilità su tre che il valore "vero" della misura ricada fuori da tale intervallo considerato. Nelle applicazioni ingegneristiche il livello di confidenza richiesto con una misura è pari ad almeno il 90-95%. Per ottenere tale livello di confidenza nella misura e quindi "espandere" il valore ed incertezza considerato, è necessario moltiplicare il valore dell'incertezza standard per un fattore di copertura specifico  $k$ .

$$U(x) = k * u(x)$$

Dove:

$U(x)$  = incertezza espansa relativa alla misura della variabile  $x$

$k$  = fattore di copertura

$u(x)$  = incertezza standard della variabile  $x$

Di seguito si riporta un esempio di distribuzione Gaussiana con evidenziati i fattori di copertura.

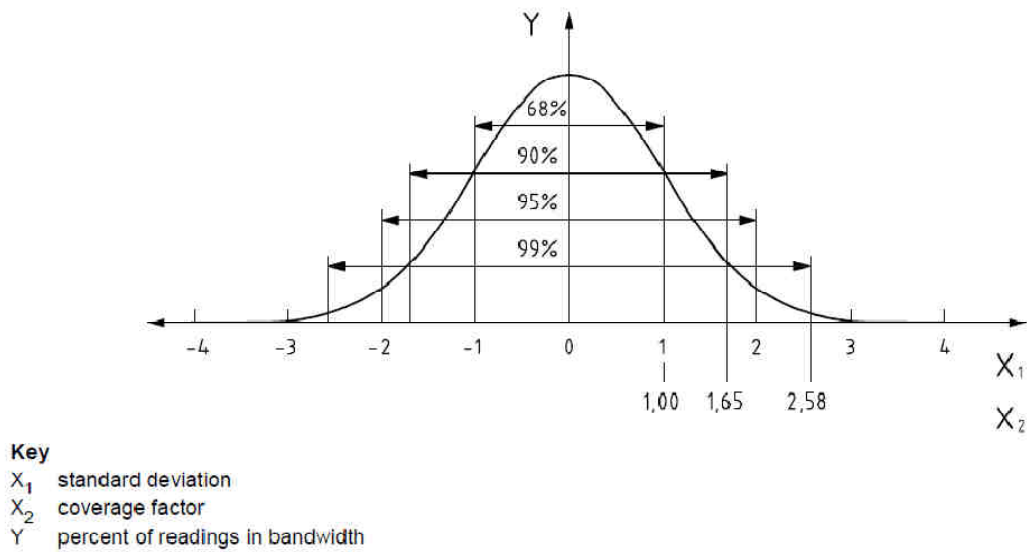


Figura 5.2 – Fattori di copertura per differenti livelli di confidenza per una distribuzione Gaussiana.

Le incertezze definite per gli strumenti di misura utilizzati sono state tutte espanse con un fattore di copertura pari a 2 in modo da ottenere un livello di confidenza pari a 95%.

## 5.6 Incertezza degli strumenti e delle grandezze in esame

Delle varie grandezze in input che concorrono alla determinazione della portata massica, alcune sono state direttamente misurate e dipendono dallo strumento utilizzato ed altre, come ad esempio il coefficiente di efflusso, sono definite dalla normativa di riferimento per determinate condizioni e quindi vengono definite con un'incertezza associata. Delle grandezze misurate, alcune sono funzione solo dello strumento adottato per l'acquisizione della grandezza, mentre altre sono una combinazione delle incertezze delle singole grandezze che concorrono alla loro misura, come ad esempio la pressione statica, acquisita come valore di pressione relativo a cui deve essere sommata la pressione atmosferica per poter giungere alla pressione statica assoluta.

Per i trasduttori adottati, *Kulite*, è stato necessario effettuare una taratura preliminare in modo da poterne definire con precisione l'incertezza espansa. Tale taratura è stata effettuata come ricordato nel capitolo 2 utilizzando un campione primario collegato, insieme ai trasduttori, ad un sistema atto a generare una pressione di aria compressa nel range di interesse.

Di seguito si riporta una tabella riassuntiva delle varie incertezze delle grandezze in esame per una caratteristica condizione operativa.

	Valore acquisito	Incertezza Espansa
<b>Pressione atmosferica [Pa]</b>	97600	39
<b>Pressione statica monte VC [PaR]</b>	15836	20
<b>Pressione statica monte VS [PaR]</b>	15734	20
<b>Pressione statica monte VC [Pa]</b>	113436	44
<b>Pressione statica monte VS [Pa]</b>	113334	44
<b>Temperatura monte VC [°K]</b>	309.4	0.3
<b>Temperatura monte VS [°K]</b>	309.4	0.3
<b>d gola VC [m]</b>	0.48	0.0002
<b>d gola VS [m]</b>	0.20	0.0001
<b>D condotta [m]</b>	0.80	0.0005
<b>Salto di pressione VC [Pa]</b>	701.438	20
<b>C efflusso VS [-]</b>	0.999	0.003
<b>Epsilon [-]</b>	0.989	0.0003
<b>C efflusso VC [-]</b>	0.984	0.012

Tabella 5.2: Incertezze espansa delle variabili considerate.

### 5.7 Determinazione dell'incertezza sulla misura della portata con Venturi sonico secondo la norma ISO 5168

Secondo la normativa in esame, l'incertezza del coefficiente di efflusso è esprimibile come somma in quadratura delle incertezze dei singoli parametri moltiplicati per il loro coefficiente di sensibilità.

Sebbene le componenti dell'equazione della portata massica non siano indipendenti tra loro per il calcolo dell'incertezza, nelle applicazioni comuni, è possibile calcolarne il valore totale dell'incertezza considerando indipendenti le incertezze dei singoli componenti.

I coefficienti di sensibilità sono stati calcolati mediante un programma di calcolo, di cui viene riportato in appendice il testo, e ne viene di seguito riportata la formulazione:

$$a_1 = \frac{\partial(q_{m,VS})}{\partial(d_{gola})}; a_2 = \frac{\partial(q_{m,VS})}{\partial(p_{mvs})}; a_3 = \frac{\partial(q_{m,VS})}{\partial(T_{mvs})}; a_4 = \frac{\partial(q_{m,VS})}{\partial(C_{eff,VS})}$$

L'incertezza composta sulla misura della portata massica del Venturi sonico risulta pari a:

$$U(q_{m,VC}) = 0,0264 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VS}} = 0,33 \%$$

## 5.8 Determinazione dell'incertezza sulla misura della portata con Venturi classico secondo la norma ISO 5168

Come per la valutazione dell'incertezza composta del Venturi sonico, è possibile risalire all'incertezza composta sulla misura della portata effettuata con il Venturi classico. L'unica differenza, oltre ai diversi parametri che entrano nella definizione di tale portata, è sul coefficiente di efflusso che, diversamente dal Venturi sonico, è affetto da un'ulteriore incertezza additiva di 0.5% dovuta alle ridotte distanze interposte tra i componenti posti a monte del Venturi classico e lo strumento stesso. Come già esposto nel capitolo 2 infatti, l'incertezza sul coefficiente di scarico per il Venturi classico utilizzato nella sperimentazione è pari allo 0.7% ma a questo valore, come detto, va addizionato il suddetto termine, portando l'incertezza finale sul coefficiente di scarico ad 1.2%.

Con tali dati e considerando la condizione di funzionamento a 1000 rpm con IGV pari a 0 è possibile definire l'incertezza composta relativa alla portata massica:

$$U(q_{m,VC}) = 0,1723 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VC}} = 1,27 \%$$

L'incertezza che si ottiene è quindi molto superiore rispetto a quella trovata per il Venturi sonico, pari a circa lo 0,32 %. In questo caso il termine preponderante è l'incertezza sul coefficiente di efflusso pari all' 1,2 % che risulta di gran lunga superiore rispetto a quella sul coefficiente di scarico del Venturi sonico pari allo 0,3 %. Purtroppo per gli scopi per cui sarà utilizzata la galleria anulare la condizione l'utilizzo del solo Venturi sonico renderebbe l'impianto molto rigido in quanto per raggiungere la condizione sonica la portata volumetrica sarebbe bloccata e sarebbe possibile variare solo lievemente la portata massica. Rendendosi necessario l'utilizzo di un Venturi classico si è operata la taratura dello stesso rimandando il lettore al paragrafo seguente per l'analisi dei risultati ottenuti.

## 5.9 Determinazione dell'incertezza sulla misura del coefficiente di efflusso del Venturi classico secondo la norma ISO 5168

Come esposto nel paragrafo 5.2, il coefficiente di efflusso del Venturi classico è esprimibile attraverso l'equazione che lo lega alla portata massica, dalla quale è possibile calcolare i coefficienti di sensibilità come derivate del coefficiente di efflusso rispetto alle varie variabili di cui è funzione.

$$C_{ef} = f(p_{mvc}, p_{mvs}, T_{mvc}, T_{mvs}, C_{mvs}, d_{gola\ vc}, d_{gola\ vs}, D_{condotta}, \Delta p)$$

$$a_1 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(p_{mvc})}; a_2 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(p_{mvs})}; a_3 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(T_{mvs})}; a_4 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(T_{mvc})}; a_5 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(C_{mvs})}$$

$$a_6 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(d_{gola\ vc})}; a_7 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(d_{gola\ vs})}; a_8 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(D_{condotta})}; a_9 = \frac{\partial(C_{ef})}{\partial(\Delta p)}$$

$$a_{10} = \frac{C_{ef}}{\sqrt{\frac{\gamma \left(1 - \frac{\Delta p}{p_{mvc}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left(1 - \left(1 - \frac{\Delta p}{p_{mvc}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right) \left(1 - \left(\frac{d_{gola\ vc}}{D_{condotta}}\right)^4\right)}{\left(\gamma - 1\right) \frac{\Delta p}{p_{mvc}} \left(1 - \left(\frac{d_{gola\ vc}}{D_{condotta}}\right)^4\right) \left(1 - \frac{\Delta p}{p_{mvc}}\right)^{\frac{2}{\gamma}}}}$$

Noti tali coefficienti e i valori di incertezza delle varie grandezza in gioco, sommando in quadratura i termini  $a_k \cdot i_k$  si ottiene l'incertezza composta espansa sul coefficiente di efflusso del Venturi classico:

$$U(C_{ef}) = 0,0152$$

$$i_{\%C_{ef}} = 1,53 \%$$

Tale valore è funzione di numerosi parametri. Come già esposto, non tutti hanno lo stesso “peso” nella sua determinazione, in particolare l'incertezza espansa sul valore acquisito del salto di pressione ha di gran lunga l'influenza maggiore sul valore di incertezza composta. Basti pensare che dimezzando il valore dell'incertezza di tale trasduttore portandolo a 10 Pa si ottiene quasi un dimezzamento del valore di incertezza sul coefficiente di efflusso ottenendo:

$$U(C_{ef}) = 0,0082$$

$$i_{\%C_{ef}} = 0,83 \%$$

Se si tiene conto che i valori del salto di pressione tra ingresso e gola del Venturi classico sono dell'ordine di 700 Pa appare chiaro come un'incertezza di 10 Pa risulti elevata. Ad ogni modo riducendo tale incertezza e le altre maggiormente influenti quali quella sul diametro di gola del Venturi sonico e classico, si sarebbe in grado di ridurre sensibilmente tale valore di incertezza composta portandolo a circa 0,5 %.

Ad ogni modo il valore di incertezza trovato è quello sul coefficiente di efflusso e per valutare, in condizioni di prova, il valore dell'incertezza composta relativa al Venturi classico è necessario considerare nuovamente le varie incertezze dei singoli strumenti che concorrono nella valutazione della portata di tale strumento. Anche se l'influenza maggiore sarà sicuramente data dall'incertezza sulla valutazione del coefficiente di efflusso si riporta per completezza la valutazione dell'incertezza composta del Venturi classico che risulta, mantenendo un'incertezza estesa sulla misura del salto di pressione pari a 10 Pa, pari a:

$$U(q_{m,VC}) = 0,1174 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VC}} = 0,86 \%$$

Tale risultato è stato ottenuto considerando la condizione di funzionamento a 1000 rpm con IGV pari a 0.

Procedendo in questo modo le incertezze dei termini che concorrono nella determinazione della portata con il Venturi classico vengono conteggiate due volte, la prima per la determinazione dell'incertezza del coefficiente di efflusso e la seconda per la determinazione della portata massica. I termini invarianti tra la prova di taratura e quella successiva di valutazione della portata con il solo Venturi classico sono le incertezze sui diametri di gola dello stesso e della condotta. Seguendo tale ragionamento è quindi più coerente determinare l'incertezza non più sul coefficiente di efflusso del Venturi classico ma su un parametro dato dal prodotto del coefficiente stesso per la sezione di gola e del rapporto geometrico tra i diametri come indicato di seguito:

$$C_{vc} * \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} * \frac{\pi}{4} d_g^2 = \frac{q_{m \text{ reale, venturi sonico}}}{\varepsilon \sqrt{2(\Delta p) \rho_1}} = K$$



In questo modo si andrà a calcolare un'incertezza sul coefficiente K, appena definito, in modo che per la successiva determinazione dell'incertezza sulla portata massica sarà necessario solamente sommare tale incertezza, moltiplicata per il relativo coefficienti di influenza, per l'incertezza del coefficiente di espansione e del termine dovuto al salto di pressione.

L'incertezza ottenuta su tale coefficiente K è la seguente:

$$U(K) = 0,0016$$

$$i_{\%,K} = 0,81 \%$$

Da cui l'incertezza sulla portata massica, considerando sempre un'incertezza del trasduttore del salto di pressione pari a 10 Pa, risulta:

$$U(q_{m,VC}) = 0,1162 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VC}} = 0,85 \%$$

Come si vede la differenza rispetto al caso precedente è minima dell'ordine dello 0,1%. Ad ogni modo, come è lecito aspettarsi, questa differenza aumenta all'aumentare dell'incertezza nella determinazione del diametro di gola del Venturi sonico. Avendo dimostrato tale minima discrepanza nel proseguo del lavoro si è mantenuta la prima metodologia di calcolo in modo da poter considerare più semplicemente l'ulteriore incertezza dovuta alla dispersione dei dati che si ha sui valori del coefficiente di efflusso determinati durante la prova di taratura.

## 5.10 Valutazione dell'influenza delle condizioni operative

Analizzando più approfonditamente i valori del coefficiente di efflusso calcolato nelle varie condizioni operative si deduce come questo presenti una certa variabilità (cfr. Tabella 5.1). Tale dispersione dei dati, come esposto in precedenza, può essere valutata con la deviazione standard della popolazione di misure effettuate intorno al valore medio della stessa.

$$s(C_{disp}) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^N [C_i - \bar{C}]^2} = 0.00177$$

Dove:

$s(C_{disp})$  = deviazione standard

$n$  = numero di osservazioni effettuate

$C_i$  = coefficiente di efflusso i-esimo

$\bar{C}$  = coefficiente di efflusso medio della popolazione investigata

Per valutare la dispersione del campione è però necessario porre attenzione al fatto che dalla taratura del sistema si dovrà ottenere un solo valore del coefficiente di efflusso in modo da poterlo implementare nel calcolo della portata con il Venturi classico. In questo caso è quindi utile riportarsi ad un'incertezza valutata sul valore medio del coefficiente di scarico ottenuto dalla popolazione esaminata, ottenendo:

$$u(C_{disp}) = \frac{s(C_{disp})}{\sqrt{n}} = 0.0003$$

Questo valore rappresenta l'incertezza standard associata al coefficiente di efflusso, tale incertezza per essere più veritiera e successivamente per essere valutata con le incertezze già calcolate in precedenza è necessario che venga espansa per raggiungere una copertura pari a quella definita in precedenza.

$$U(C_{disp}) = 2,06 * u(C_{disp}) = 0.00062$$

$$i_{\%C_{ef,disp}} = 0.063\%$$

Si è utilizzato un fattore di copertura pari a 2,06 in modo da raggiungere un livello di confidenza sul valore della misura pari al 95% come per le precedenti incertezze degli strumenti. Tale fattore di copertura è stato determinato andando a calcolare il numero di gradi di libertà effettivi della popolazione mediante la seguente equazione di *Welch-Satterhwaite*:

$$v_{eff} = \frac{u_c(C)^4}{\sum_{i=1}^N \left( \frac{u_i(C)^4}{v_i} \right)} \cong 38$$

Dove nella specifica applicazione in oggetto il numero di osservazione è pari a:

$$v_i = n - 1 = 33$$

$v_{\text{eff}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16
$t_{95}$	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52	2,43	2,37	2,28	2,23	2,20	2,17
$v_{\text{eff}}$	18	20	25	30	35	40	45	50	60	80	100	$\infty$
$t_{95}$	2,15	2,13	2,11	2,09	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,03	2,02	2,00

a Values of  $t$  for other degrees of freedom can be obtained with sufficient accuracy by linear interpolation between the values shown.

b Values of  $t$  for other confidence levels can be obtained from the statistical tables given in, for example, Dietrich [2].

Tabella 5.3: Fattori di copertura LC 95% per distribuzione t-student in funzione dei gradi di libertà effettivi.

Il fattore di copertura tende quindi a 2 solo con un numero di osservazioni tendenti ad infinito.

Per analizzare in maniera più approfondita tale dispersione si sono rappresentati i valori del coefficiente di efflusso in funzione del numero di Re e dell'apertura delle IG. V.

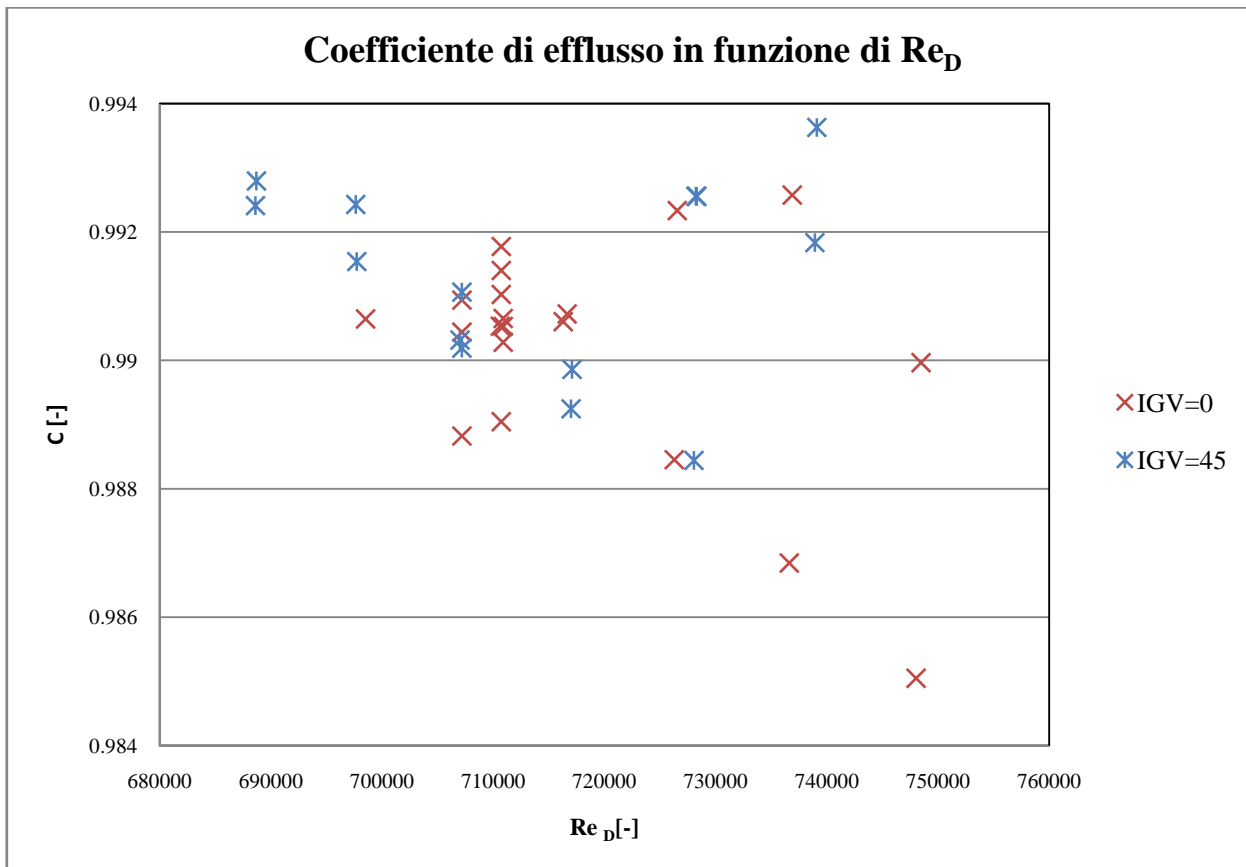


Figura 5.3 – Andamento del coefficiente di efflusso al variare di  $Re_D$ .

Come affermato la modesta variazione del coefficiente di efflusso al variare dei parametri di ingresso quali numero di giri e apertura delle palette distributrici porta alla conclusione che questi non influenzino la determinazione dello stesso. È necessario osservare che, data l'esigua quantità di prove effettuate, non è possibile disporre di una popolazione di dati solida tale da permettere di trarre indicazioni più consistenti riguardo l'eventuale dipendenza in oggetto. Ad ogni modo in prima approssimazione dall'analisi dei grafici non si riscontrano conformazioni tali da far pensare ad una dipendenza del coefficiente di efflusso dal numero di giri o dall'apertura dell'IGV. L'osservazione più critica è quella che ponendosi a pari condizioni si riscontra una sensibile variabilità del dato pari a circa lo 0,6 % (cfr.Figura 5.3) che può essere spiegata considerando l'incertezza degli strumenti di misura ed anche con la possibilità che l'impianto, pur lavorando a pari condizioni, sia affetto da una fluttuazione dei parametri di interesse come la pressione statica. Ad ogni modo tale fluttuazione risulta molto modesta e potrebbe essere "eliminata" statisticamente prevedendo una sperimentazione più ampia. A tal proposito basti prestare attenzione alle numerose prove effettuate a 1700 rpm sia in fase di salita che in fase di discesa del numero di giri. Si può quindi notare come in questo caso la media di tali risultati si attesti intorno al valor medio del campione, pari a 0,9906.

Una futura soluzione possibile per cercare di limitare, oltre che statisticamente, tale problema potrebbe essere quello di predisporre una capacità smorzante con un ampio volume prima dell'ingresso dei segnali di pressione al trasduttore in modo da smorzare le fluttuazioni di pressione provenienti dalle prese e lette dai trasduttori.

### 5.11 Determinazione dell'incertezza associata al Venturi classico dopo la taratura

Avendo considerato tutti i fattori concorrenti alla determinazione dell'incertezza relativa alla misura di portata effettuata con il Venturi classico è possibile definire l'incertezza composta finale di tale strumento posto nell'impianto investigato. Considerando la condizione di funzionamento a 1000 rpm con IGV pari a 0 si ottiene:

$$U(q_{m,VC}) = 0,2245 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VC}} = 1,65 \%$$

Ipotizzando un'incertezza estesa del trasduttore di pressione che acquisisce il salto di pressione pari a 10 Pa è possibile ottenere:

$$U(q_{m,VC}) = 0,1255 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VC}} = 0,92 \%$$

## 5.12 Conclusioni

Dall'analisi sull'incertezza di misura della portata si nota come questa possa essere ridotta ulteriormente adottando degli strumenti di misura aventi un'incertezza estesa ancora più contenuta. In realtà l'unico strumento che realmente influenza tale incertezza è quello che rileva il salto di pressione a cavallo del Venturi classico e si deduce quindi come sia questo lo strumento più critico da valutare. Tale strumento ha una doppia influenza sulla valutazione dell'incertezza finale espansa; questo poichè influenza sia la taratura e quindi la definizione dell'incertezza sul coefficiente di scarico, sia la valutazione della portata con il Venturi classico, anche se in misura minore.

Lo scopo della taratura effettuata e quindi di tale sistema di misura, è quella di ottenere teoricamente un valore dell'incertezza finale sulla portata calcolata in prova con la galleria anulare minore dello 0,5 %. Tale risultato è raggiungibile oltre che con la taratura dello strumento atto a tale misurazione, anche con l'utilizzo di strumenti di misura con un'incertezza espansa paragonabile con l'incertezza sul coefficiente di efflusso del Venturi sonico. In questo modo sarebbe possibile raggiungere tale obiettivo ed avere un risultato ancora più vicino al valore "vero" della portata circolante nel circuito.

In particolare si è deciso di utilizzare un trasmettitore di pressione con delle caratteristiche tali da raggiungere delle incertezze espanse sul valore del salto di pressione molto ridotte pari ad esempio a 3 Pa. Con tale valore di incertezze espansa sulla relativa misura, e conservando l'incertezza sulle altre misure, sarebbe possibile raggiungere un valore dell'incertezza totale espansa sulla portata massica pari a:

$$U(q_{m,VC}) = 0,0691 \frac{kg}{s}$$

$$i_{\%q_{m,VC}} = 0,51 \%$$

Teoricamente con tale strumento sarebbe possibile raggiungere incertezze ancora inferiori utilizzando solamente il fattore di amplificazione e quindi l'elettronica di tale trasduttore, che permette di risolvere, con la stessa precisione, dei fondo scala ridotti (circa 4 mbar) fino a raggiungere un'accuratezza pari a 0,3 Pa. L'utilizzo di tale strumento permette quindi di

raggiungere idealmente una accuratezza sulla misura della portata molto prossima a quella ottenibile con l'ausilio del Venturi sonico.

---

# Appendice A

## STRUMENTI PER LA MISURAZIONE DELLA PORTATA DI GAS

Questo capitolo vuole essere di completamento al tema principale della dissertazione, in modo da fornire al lettore una panoramica completa dell'attuale stato dell'arte per quanto riguarda gli strumenti di misurazione della portata di gas e per capire la scelta che è stata effettuata per quanto riguarda i dispositivi dell'impianto.

La misurazione della portata in condotte contenenti fluidi gassosi in pressione è generalmente effettuata attraverso strumenti che comportano una variazione di sezione della condotta in modo da ottenere una differenza di velocità e quindi di pressione che sarà poi utilizzata per determinare la portata circolante nella condotta. Esistono anche degli strumenti differenti, che non comportano una variazione della sezione del condotto, ma sfruttano altre caratteristiche fisiche del flusso in modo da determinarne la portata.

### A.1 Strumenti che sfruttano una variazione di sezione

Oltre al già citato tubo di Venturi, vengono elencati i dispositivi maggiormente utilizzati in campo industriale.

#### Boccaglio

Il boccaglio è uno strumento costituito da un condotto convergente (in pratica è un Venturi dal quale è stato eliminato il divergente) che vista la semplicità può essere installato facilmente tra le flange del condotto. Il boccaglio provvede alla misura della portata, a scapito di una sensibile perdita di carico, mediante un trasduttore differenziale che fornisce il salto di pressione.

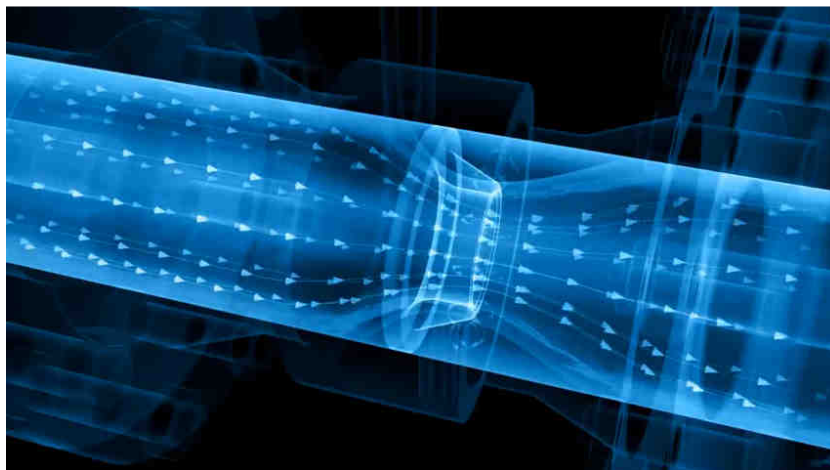
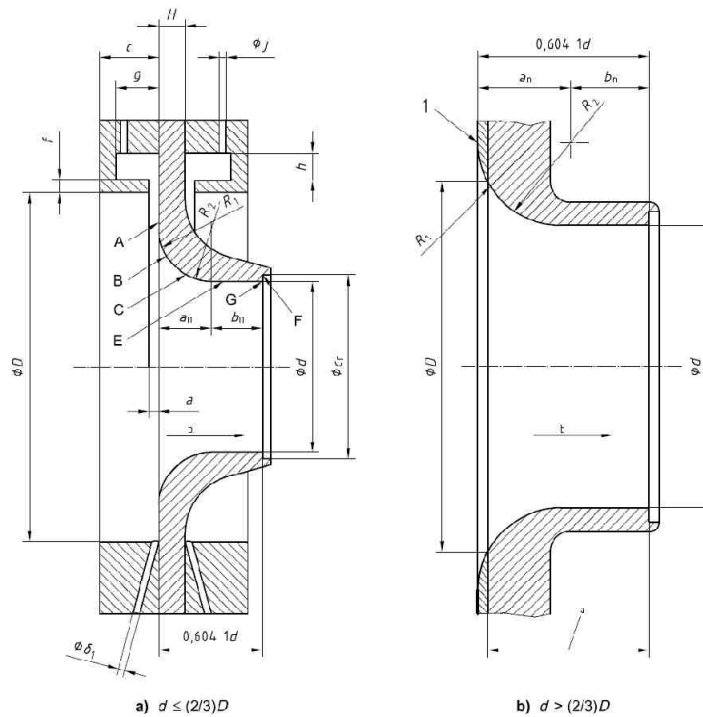


Figura A.1: Rappresentazione schematica del bocaglio tipo ISA 1932 e particolare del flusso attraverso un generico bocaglio.

La definizione della portata è uguale a quella del Venturi rimanendo costanti anche i valori del fattore di espansione; in realtà a causa della diversa geometria e quindi della maggior perdita di pressione introdotta, il coefficiente di scarico sarà più sensibile alle dimensioni geometriche ed al numero di Re. In funzione ad esempio della geometria e quindi dello specifico strumento è possibile ottenere differenti valori dei coefficienti di scarico. Di seguito si riportano tali funzioni secondo la norma ISO-5167-3 in funzione del tipo di strumento:



ISA 1932 nozzle

$$C = 0,9900 - 0,2262 \beta^{4,1} - (0,00175 \beta^2 - 0,0033 \beta^{4,15}) \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{1,15}$$

*Long Radius Nozzle*

$$C = 0,9965 - 0,00653 \left( \frac{10^6}{Re_d} \right)^{0,5}$$

Diaframma

Può essere utilizzato come strumento per la misura di portata allo stesso modo del Venturi o del boccaglio. La differenza principale tra il diaframma da un lato, e il boccaglio o il Venturi dall'altro è che, mentre per questi due, a causa del condotto convergente che precede la sezione di gola, non vi è una contrazione della vena fluida e quindi l'area di gola coincide con l'area minima della vena, nel diaframma al contrario l'area della sezione contratta della vena è inferiore all'area della gola del diaframma e oltretutto può mutare di posizione al variare delle condizioni di impiego.

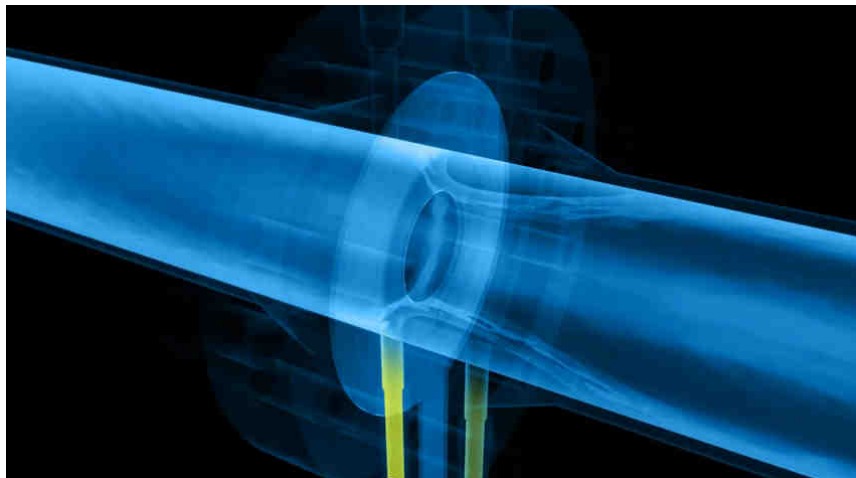


Figura A.2: Flusso attraverso un diaframma con evidenziata la zona di contrazione della vena fluida.

La formulazione del coefficiente di scarico e del fattore di espansione secondo la norma ISO-5167-2 sono:

$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3}$$

$$+ (0,043 + 0,080e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031(M_2' - 0,8M_2'^{1,1})\beta^{1,3}$$

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8) \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/\kappa} \right]$$

Il vantaggio principale del diaframma consiste nel fatto che può essere installato in un condotto comportando un costo modesto. Lo svantaggio principale è la maggior resistenza per attrito e quindi la maggiore perdita se confrontato con un tubo di Venturi o un boccaglio.

## A.2 Strumenti che non comportano variazioni di sezione della condotta

Questi dispositivi hanno la caratteristica comune di non necessitare di una variazione di sezione della condotta contenente il fluido da valutare. In particolare essi possono essere ulteriormente classificati secondo il loro principio di funzionamento:

- *Misuratori a pressione differenziale (Pitot automedianti)*
- *Misuratori di portata a vortice*
- *Misuratori di portata ad ultrasuoni*
- *Misuratori a dispersione termica*

### Misuratori di portata a pressione differenziale o Pitot automedianti

Questi misuratori di portata, detti anche *annubar*, sfruttano il principio del tubo di Pitot per misurare la pressione totale all'interno della corrente fluida. In particolare affiancando a questa misurazione una misura di pressione statica è possibile valutare la velocità del fluido e da qui ricavare la portata circolante. La misurazione di pressione totale però, per essere veritiera, deve essere effettuata lungo tutta la sezione di passaggio della portata a causa della distorsione del flusso che può sussistere a monte del misuratore, dovuto ad esempio a curve, valvole o altri dispositivi che ne modificano il campo di moto.

Per questo motivo il dispositivo è dotato di un determinato numero di fori, disposti lungo la sua lunghezza, in modo che le pressioni generate da ognuno di essi (imputabili alle diverse velocità componenti il profilo), vengano ad essere mescolate all'interno di un condotto, determinando così una pressione mediata per la misura. Il valore statico viene invece rilevato tramite un foro disposto a valle del senso di flusso (PL). Considerando che con un flusso asimmetrico, la media non risulterà corretta (per la possibile prevalenza o meno di una sola parte del profilo delle

velocità), questi misuratori di portata sono stati dotati di un'ulteriore tubo di media interno, dotato di uno o più fori, grazie al quale è possibile ridurre in modo drastico l'irregolarità e l'asimmetria del profilo del flusso.

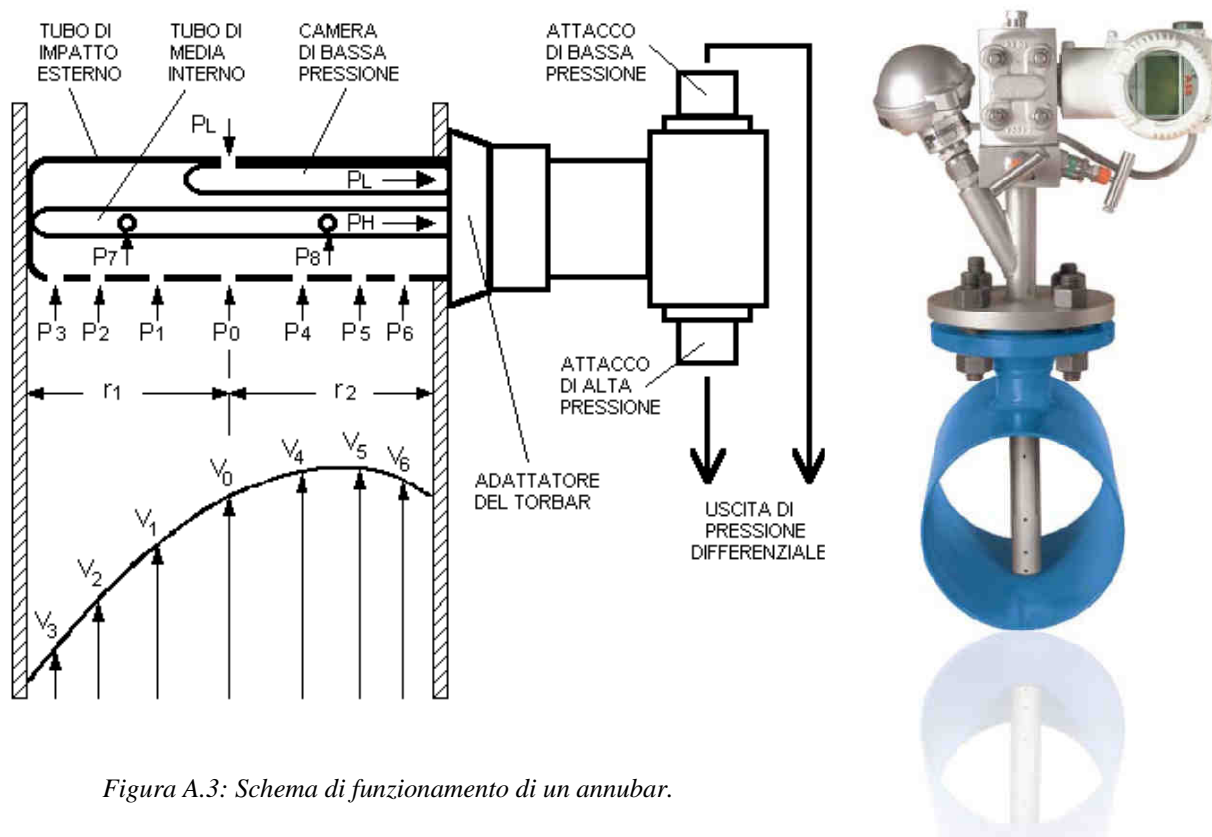


Figura A.3: Schema di funzionamento di un annubar.

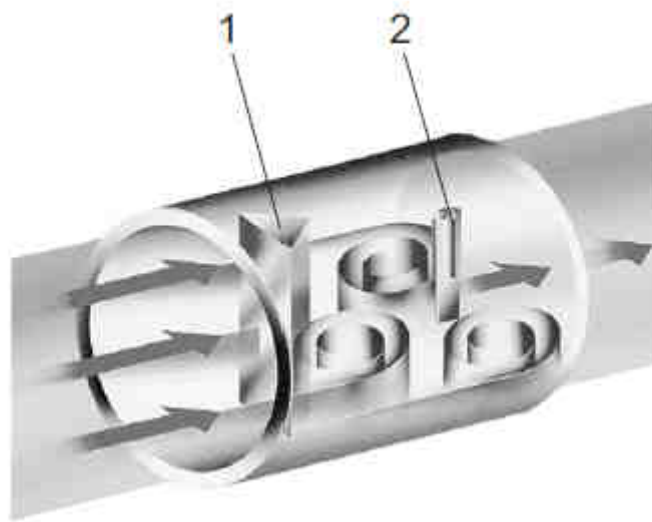
Le velocità  $V_0$ ,  $V_1$ ,  $V_2$ , e  $V_3$  considerate nella porzione  $r_1$  della sezione della condotta, producono le rispettive pressioni  $P_0$ ,  $P_1$ ,  $P_2$ , e  $P_3$ , rilevate dai fori del tubo di impatto. La spaziatura di questi fori (e dei fori relativi alle pressioni  $P_4$ ,  $P_5$ , e  $P_6$ ) è definita secondo normativa. La velocità media relativa alla porzione  $r_1$  del profilo, viene quindi a determinare una pressione media  $P_7$  entro il tubo di impatto esterno, successivamente rilevata dal foro nel tubo di media interno. Analogamente, la velocità media dovuta a  $V_0$ ,  $V_4$ ,  $V_5$ , e  $V_6$  (porzione del profilo  $r_2$ ), produrrà la pressione media  $P_8$ . Seppur le pressioni  $P_7$  e  $P_8$  risultino intuitivamente diverse nel loro modulo, queste vengono ad integrarsi nel tubo di media interno, determinando la pressione totale effettiva.

### Misuratori di portata a vortice

Sono strumenti che sfruttano la formazione di vortici e si dividono sostanzialmente in due sottocategorie:

*Misuratore Vortex:*

Se si pone un corpo tozzo nella corrente fluida si può notare a valle dello stesso la formazione di vortici. Questi vortici si generano con periodicità dal bordo dell'ostacolo e questa è funzione della velocità della corrente.



1 Corpo deflettore

2 Sensore piezoelettrico

*Figura A.4: Distacco della scia vorticoso dal corpo tozzo immerso nella corrente.*

Per mezzo di un apposito strumento è possibile rilevare la frequenza di passaggio dei vortici e da qui risalire alla velocità del fluido.

Nel caso di un cilindro, la frequenza di formazione dei vortici è data dalla formula empirica:

$$\frac{f * d}{V} = 0,198 \left( 1 - \frac{19,7}{Re} \right)$$

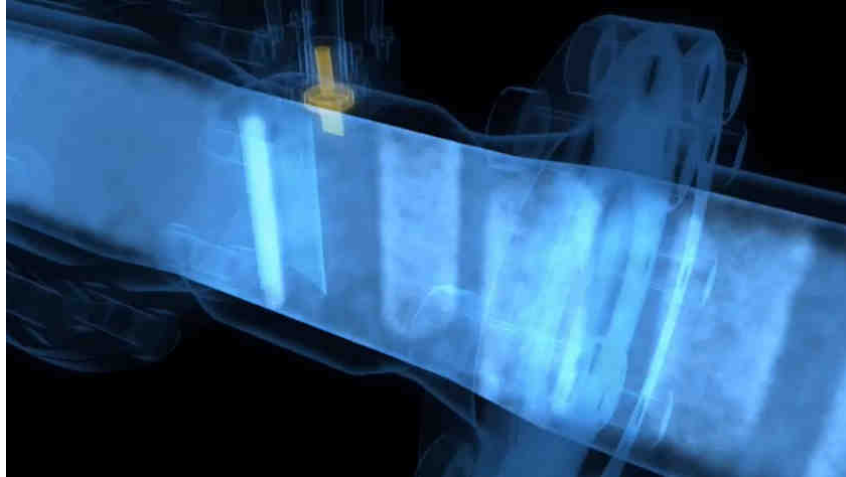
Dove:

- f = frequenza di distacco dei vortici
- d = diametro del cilindro
- V = velocità del fluido a monte del cilindro.

La relazione descritta vale in genere per numeri di Reynolds compresi tra 250 e  $2 \times 10^5$ . Il parametro adimensionale:

$$S_t = \frac{f * d}{V}$$

è noto come numero di Strouhal, dal nome del fisico ceco Vincent Strouhal, che per primo ha investigato le vibrazioni dei cavi telefonici nel 1878.



*Figura A.5: Scia vorticoso con evidenziato il sensore di vibrazioni.*

#### *Misuratori Swirl*

In tale strumento il corpo deflettore di ingresso mette in moto rotatorio il fluido da misurare con flusso assiale. Nel centro di rotazione si forma un vortice centrale che viene messo in un moto di rotazione spiraliforme forzata dal riflusso del fluido. La frequenza della rotazione secondaria è direttamente proporzionale alla portata e, con geometria ottimizzata dello strumento di misura, ha un comportamento lineare per un vasto campo di misura. Questa frequenza viene rilevata da un sensore piezoelettrico. Il segnale di frequenza direttamente proporzionale alla portata generato dal sensore di misura viene elaborato dal convertitore di misura.

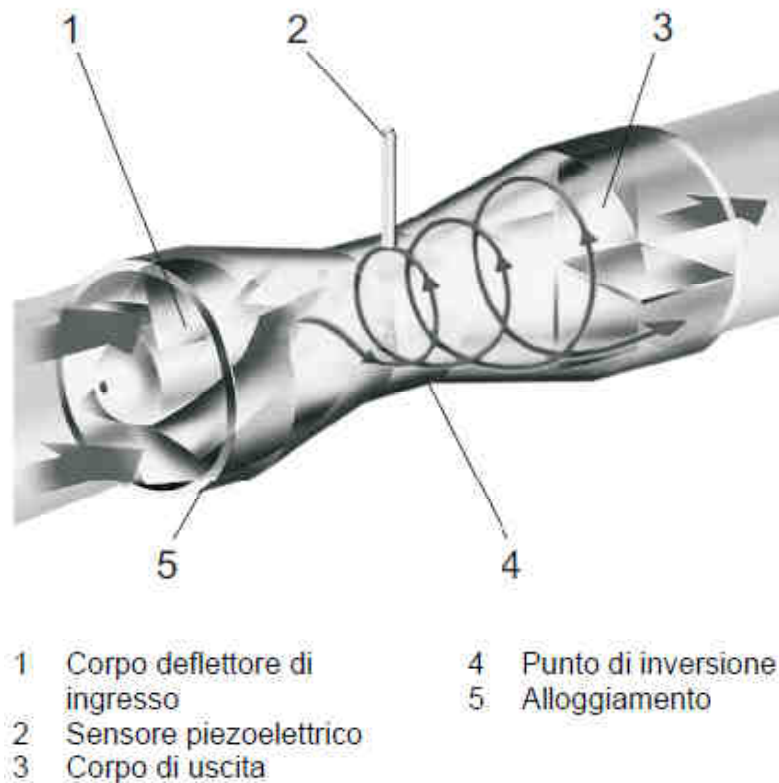


Figura A.6: Schema di funzionamento di un misuratore swirl.

### Misuratori di portata ad ultrasuoni

I misuratori di portata ad ultrasuoni funzionano grazie ad un segnale ultrasonico che può essere generato da un elemento piezoelettrico a cui è applicato un segnale di tensione, che viene inviato e ricevuto attraverso il fluido in transito da una o più coppie di trasduttori collocati sulla tubazione in posizione definita dallo strumento stesso in funzione dell'applicazione. La differenza nel tempo che impiega il segnale ad attraversare il fluido in una direzione e poi in quella opposta è proporzionale alla sua velocità e quindi alla portata volumetrica. I trasduttori sono disposti in modo tale che si determini una differente velocità di trasmissione dei segnali dovuta alla velocità del fluido a causa dall'attraversamento degli stessi secondo la corrente e controcorrente. I trasduttori possono essere posti all'interno e all'esterno della tubazione determinando un ingombro e conseguente disturbo nullo per il fluido. Con questo strumento è facilmente determinabile la portata di fluido circolante in condotte di grandi dimensioni data la semplicità di installazione.

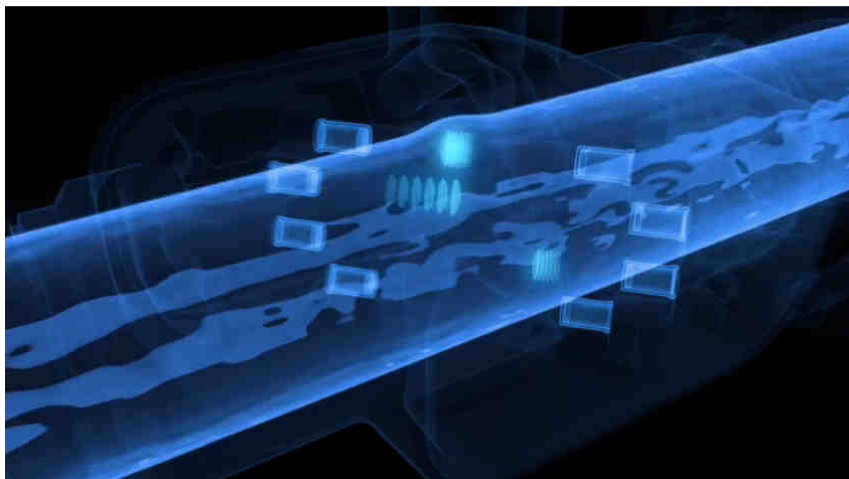


Figura A.8: Dettaglio della diversa velocità di propagazione dei segnali trasmessi dai relativi trasduttori.

### Misuratori a dispersione termica

Sono utilizzati normalmente per determinare la velocità dell'aria nelle condotte di ventilazione. È composto da una termoresistenza, ovvero una resistenza il cui valore è proporzionale alla temperatura, che alimentata per mezzo di una corrente elettrica di intensità nota, tale da portarla ad una temperatura superiore a quella del fluido da misurare. Questa termoresistenza viene immersa nel fluido di cui si vuole misurare la velocità. Il fluido raffredderà la resistenza in maniera proporzionale alla sua velocità permettendo di risalire alla stessa.

Alcune varianti prevedono l'utilizzo di due termoresistenze, una per misurare la temperatura del fluido e l'altra riscaldata ad una temperatura nota in modo da conservare una differenza di temperatura costante con la termoresistenza di misura del flusso. In questo modo, quando si instaura una corrente fluida, si mantiene costante la differenza di temperatura tra i due sensori e dall'incremento di temperatura da applicare al sensore caldo si risale alla velocità del fluido.

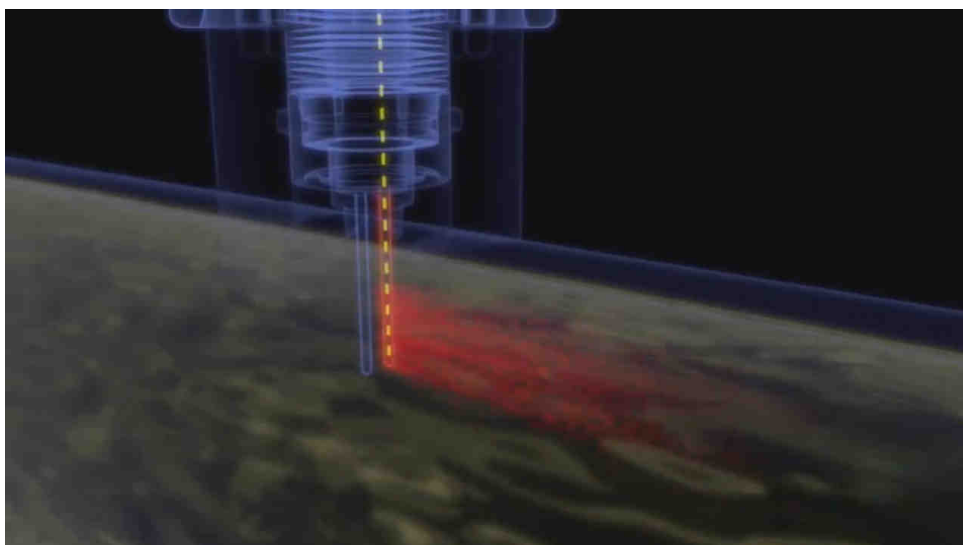


Figura A.9: Dettaglio delle due termoresistenze, in rosso la sonda "calda" che viene raffreddata dal flusso.

La quantità di calore sottratto sarà proporzionale alla velocità ma anche dalle caratteristiche del fluido come la sua densità e la sua pressione ed è per questo che è necessario conoscerle con precisione per effettuare tale tipo di misura. L'incertezza raggiunta è dell'ordine dell'1 - 2%.

### A.3 Considerazioni sugli strumenti di misura

Sono stati esposti gli strumenti maggiormente utilizzati in campo industriale per quanto concerne la misura di portata di gas. I valori di incertezza dichiarati dai costruttori di tali strumenti nei cataloghi di riferimento sono da considerarsi comunque ottimistici e necessitano di una verifica accurata delle condizioni effettive di impiego.

Tra questi, come descritto in precedenza, si è utilizzato un tubo di Venturi insieme ad un Venturi sonico che ha permesso di ottenere un'incertezza sulla misura pari a circa lo 0,5 %. In definitiva la scelta di utilizzare un tubo di Venturi è stata dettata dalla necessità di raggiungere una accuratezza notevole e dalla misura di una portata di gas notevole che insieme ne hanno escluso l'utilizzo di qualsiasi altra tipologia di strumenti.



---

## BIBLIOGRAFIA

### Normative:

- ISO 5167-1: 2003 (E) - Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Part 1: General principles and requirements
- ISO 5167-2: 2003 (E) - Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Part 2: Orifice plates
- ISO 5167-3: 2003 (E) - Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Part 3: Nozzles and Venturi nozzles
- ISO 5167-4: 2003 (E) - Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Part 4: Venturi tubes
- ISO 5168: 2005 (E) - Measurement of fluid flow – Procedures for the evaluation of uncertainties
- EN ISO 9300: 2005 (E) – Measurement of gas flow by means of critical flow Venturi nozzles

### Libri e Articoli:

- [1] Koichiro Akashi, Hisao Watanabe, Kenichi Koga, “*Flow Rate Measurement in Pipe Line with Many Bends*”, 1978.
- [2] Andrea Frattolillo, Nicola Massarotti, “*Flow Conditioners Efficiency a Comparison Based on Numerical Approach*”, Elsevier, 2002.
- [3] A. Erdal, “*A numerical investigation of different parameters that affect the performance of a flow conditioner*”, Elsevier, 1997.
- [4] E. von Lavante, J. Yao, “*Numerical investigation of turbulent swirling flows in axisymmetric internal flow configurations*”, Elsevier, 2012
- [5] Cornetti G, “*Macchine Termiche*”, Edizioni Il Capitello.
- [6] Osnaghi Carlo, “*Teoria delle turbomacchine*”, Società Editrice Esculapio, 2002.
- [7] D. Aliano, “*Simulazione del funzionamento dell’impianto del laboratorio LFM per prove sperimentali di stadi di turbina assiale*”, Politecnico di Milano, AA 2009/2010
- [8] M. Ballarati, J. Bariani, “*Analisi sperimentale di uno stadio di turbina assiale*”, Politecnico di Milano, AA 20010/2011.

- 
- [9] C. Lonati, “*Caratterizzazione del campo di moto a valle di schiere di turbina a disegno 3D in una galleria del vento anulare di nuova concezione*”, Politecnico di Milano, AA 2008/2009
- [10] D. Navone, “*Messa a punto di un banco prova per turbine assiali ed analisi dell’incertezza di misura nella ricostruzione del campo di moto 3D*”, Politecnico di Milano, AA 20011/2012

---

```
% Programma MatLab per il calcolo dell'incertezza
```

```
clear all
```

```
close all
```

```
clc
```

```
syms Dv Deltap Pm Dc Tm Cvc real
```

```
syms Ds Pms Cvs Tms Kl real
```

```
%%
```

```
% Incertezza Venturi sonico Prova6 rpml700
```

```
f=((Ds^2*pi/4*Pms*Cvs*(1.4*(2/(1.4+1))^(1.4+1)/(1.4-1)))^(1/2))/((287*Tms)^(1/2));
```

```
a1VS=diff(f,Ds);
```

```
a11VS=subs(a1VS,{Ds,Pms,Tms,Cvs},{0.2,113334.29,309.308,0.99});
```

```
a2VS=diff(f,Pms);
```

```
a22VS=subs(a2VS,{Ds,Pms,Tms,Cvs},{0.2,113334.29,309.308,0.99});
```

```
a3VS=diff(f,Tms);
```

```
a33VS=subs(a3VS,{Ds,Pms,Tms,Cvs},{0.2,113334.29,309.308,0.99});
```

```
a4VS=diff(f,Cvs);
```

```
a44VS=subs(a4VS,{Ds,Pms,Tms,Cvs},{0.2,113334.29,309.308,0.99});
```

```
% Cvs=0.99;
```

```
% Ds=0.2;
```

```
% Pms=113334.29;
```

```
% Tms=309.308;
```

```
% Portata=8.105 kg/s
```

```
iCvs=0.003;
```

```
iTms=0.3;
```

```
iPms=48.83;
```

```
iDs=0.0001;
```

```
icomposta_VS=((a11VS*iDs)^2+(a22VS*iPms)^2+(a33VS*iTms)^2+(a44VS*iCvs)^2)^(1/2)
```

```
iper_VS=icomposta_VS*100/8.105
```

```
%%
```

```
% Incertezza venturi Classico 1000RPM IGV=0 prima della taratura
```

```
% considerabdo +0.5% dovuta a lunghezze non rispettate a monte venturi
```

```
f=(Cvc*pi*(Dv^2)/4)*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*1/(((1-(Dv/Dc)^4)^(1/2))*(1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^(1.4-1)/(1.4)))*(1-(Dv/Dc)^4))/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-(Deltap/Pm)^(2/1.4)))));
```

```
a1=diff(f,Dv);
```

```
a11=subs(a1,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984});
```

```
a2=diff(f,Deltap);
```

---

```

a22=subs(a2, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc}, {0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984
});

a3=diff(f,Pm);
a33=subs(a3, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc}, {0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984
});

a4=diff(f,Dc);
a44=subs(a4, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc}, {0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984
});

a5=diff(f,Tm);
a55=subs(a5, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc}, {0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984
});

a6=diff(f,Cvc);
a66=subs(a6, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc}, {0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984
});

a7=Cvc*pi*Dv^2/4*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*(1/(((1-(Dv/Dc)^4))^(1/2)));
a77=subs(a7, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc}, {0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.984
});

% Dv=0.48;
% Deltap=2211.588;
% Pm=101212.303;
% Dc=0.8;
% Tm=298.022;
% Cvc=0.984;
% Portata=13.614 kg/s

iDv=0.0002;
iDeltap=10;
iPm=43.83;
iDc=0.0005;
iTm=0.3;
iCvc=0.0118;
ieps=(4+100*(0.48/0.8)^8)*2211.588/101212.303/100;

icomposta_VC=((a11*iDv)^2+(a22*iDeltap)^2+(a33*iPm)^2+(a44*iDc)^2+(a55*iTm)^2+(a
66*iCvc)^2+(a77*ieps)^2)^(1/2)
iperc_VC=icomposta_VC*100/13.614

%%
% Incertezza Coefficiente di efflusso VC Prova6 rpml700

f=((Ds^2*pi/4*Pms*Cvs*(1.4*(2/(1.4+1))^(1.4+1)/(1.4-
1)))^(1/2))/((287*Tms)^(1/2))/((pi*(Dv^2)/4)*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*(1/((
1-(Dv/Dc)^4))^(1/2)))*(1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^(1.4-
1)/(1.4)))*(1-(Dv/Dc)^4))/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-
(Deltap/Pm)^(2/1.4)))));

a1T=diff(f,Dv);
a11T=subs(a1T, {Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms}, {0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

```

---

```

a2T=diff(f,Deltap);
a22T=subs(a2T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a3T=diff(f,Pm);
a33T=subs(a3T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a4T=diff(f,Dc);
a44T=subs(a4T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a5T=diff(f,Tm);
a55T=subs(a5T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a6T=diff(f,Cvs);
a66T=subs(a6T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a7T=diff(f,Ds);
a77T=subs(a7T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a8T=diff(f,Pms);
a88T=subs(a8T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a9T=diff(f,Tms);
a99T=subs(a9T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a10T=-1*f/((1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^((1.4-1)/(1.4)))*(1-(Dv/Dc)^4))/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-(Deltap/Pm)^(2/1.4))));
a100T=subs(a10T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,306.669,0.99,0.2,112459.115,306.626});

% Dv=0.48;
% Deltap=674.593;
% Pm=11800.921+100700;
% Dc=0.8;
% Tm=306.669;
% Cvs=0.99;
% Ds=0.2;
% Pms=113334.29;
% Tms=309.308;

iDv=0.0002;
iDeltap=10;
iPm=43.83;
iDc=0.0005;
iTm=0.3;
iCvs=0.003;
iTms=0.2;
iPms=48.83;
iDs=0.0001;

```

---

```

ieps=(4+100*(0.48/0.8)^8)*674.593/112500.921/100;

icomposta_CeffVC=((a11T*iDv)^2+(a22T*iDeltap)^2+(a33T*iPm)^2+(a44T*iDc)^2+(a55T*
iTm)^2+(a66T*iCvs)^2+(a77T*iDs)^2+(a88T*iPms)^2+(a99T*iTms)^2+(a100T*ieps)^2)^(1
/2)
iperC_CeffVC=icomposta_CeffVC*100/0.990723

veff=(icomposta_CeffVC^4)/(((a11T*iDv)^4+(a22T*iDeltap)^4+(a33T*iPm)^4+(a44T*iDc
)^4+(a55T*iTm)^4+(a66T*iCvs)^4+(a77T*iDs)^4+(a88T*iPms)^4+(a99T*iTms)^4+(a100T*i
eps)^4)/34)

%%
% Incertezza VC dopo taratura con nuova incertezza sul C 1000RPM IGV=0

f=(Cvc*pi*(Dv^2)/4)*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*(1/(((1-
(Dv/Dc)^4))^(1/2))))*((1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^(1.4-
1)/(1.4)))*(1-(Dv/Dc)^4))/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-
(Deltap/Pm)^(2/1.4)))));

a1=diff(f,Dv);
a11=subs(a1,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a2=diff(f,Deltap);
a22=subs(a2,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a3=diff(f,Pm);
a33=subs(a3,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a4=diff(f,Dc);
a44=subs(a4,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a5=diff(f,Tm);
a55=subs(a5,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a6=diff(f,Cvc);
a66=subs(a6,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a7=Cvc*pi*Dv^2/4*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*(1/(((1-(Dv/Dc)^4))^(1/2)))));
a77=subs(a7,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101170.909,0.8,298.022,0.99}
);

% Dv=0.48;
% Deltap=2211.588;
% Pm=101212.303;
% Dc=0.8;
% Tm=298.022;
% Cvc=0.984;
% Portata=13.614 kg/s

iDv=0.0002;

```

---

```

iDeltap=10;
iPm=43.83;
iDc=0.0005;
iTm=0.3;
ieps=(4+100*(0.48/0.8)^8)*2211.588/101212.303/100;

icomposta_VCTARATO=((a11*iDv)^2+(a22*iDeltap)^2+(a33*iPm)^2+(a44*iDc)^2+(a55*iTm
)^2+(a66*icomposta_CeffVC)^2+(a77*ieps)^2)^(1/2)
iperc_VCTARATO=icomposta_VCTARATO*100/13.614

%%
% Incertezza VC dopo taratura con nuova incertezza sul C e considerando
% dispersione dati. 1000RPM IGV=0

f=(Cvc*pi*(Dv^2)/4)*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*(1/(((1-
(Dv/Dc)^4))^(1/2))))*(1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^(1.4-
1)/(1.4)))*(1-(Dv/Dc)^4)/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-
(Deltap/Pm)^(2/1.4)))));

a1=diff(f,Dv);
a11=subs(a1,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a2=diff(f,Deltap);
a22=subs(a2,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a3=diff(f,Pm);
a33=subs(a3,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a4=diff(f,Dc);
a44=subs(a4,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a5=diff(f,Tm);
a55=subs(a5,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a6=diff(f,Cvc);
a66=subs(a6,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

a7=Cvc*pi*Dv^2/4*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*(1/(((1-(Dv/Dc)^4))^(1/2)))));
a77=subs(a7,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvc},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.99}
);

% Dv=0.48;
% Deltap=2211.588;
% Pm=101212.303;
% Dc=0.8;
% Tm=298.022;
% Cvc=0.984;
% Portata=13.614 kg/s

iDv=0.0002;

```

---

```

iDeltap=10;
iPm=43.83;
iDc=0.0005;
iTm=0.3;
ieps=(4+100*(0.48/0.8)^8)*2211.588/101212.303/100;

icomposta_VCTARATO_CON_DISPERSIONE=((a11*iDv)^2+(a22*iDeltap)^2+(a33*iPm)^2+(a44
*iDc)^2+(a55*iTm)^2+(a66*(icomposta_CeffVC+0.00062))^2+(a77*ieps)^2)^(1/2)
iperc_VCTARATO_CON_DISPERSIONE=icomposta_VCTARATO_CON_DISPERSIONE*100/13.614

%%
% Incertezza Coefficiente K VC Prova6 rpm1700

f=((Ds^2*pi/4*Pms*Cvs*(1.4*(2/(1.4+1))^(1.4+1)/(1.4-
1)))^(1/2))/((287*Tms)^(1/2))/((2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*((1.4*(1-
Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^((1.4-1)/(1.4)))*(1-(Dv/Dc)^4))/((1.4-
1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-(Deltap/Pm)^(2/1.4))))));

a1T=diff(f,Dv);
a11T=subs(a1T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a2T=diff(f,Deltap);
a22T=subs(a2T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a3T=diff(f,Pm);
a33T=subs(a3T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a4T=diff(f,Dc);
a44T=subs(a4T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a5T=diff(f,Tm);
a55T=subs(a5T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a6T=diff(f,Cvs);
a66T=subs(a6T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a7T=diff(f,Ds);
a77T=subs(a7T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a8T=diff(f,Pms);
a88T=subs(a8T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a9T=diff(f,Tms);
a99T=subs(a9T,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,Cvs,Ds,Pms,Tms},{0.48,674.593,112500.921,0.8,3
06.669,0.99,0.2,113334.29,309.308});

a10T=-1*f/((1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^((1.4-1)/(1.4)))*(1-
(Dv/Dc)^4))/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-(Deltap/Pm)^(2/1.4)))));

```



---

```
a100T=subs(a10T, {Dv, Deltap, Pm, Dc, Tm, Cvs, Ds, Pms, Tms}, {0.48, 674.593, 112500.921, 0.8, 306.669, 0.99, 0.2, 112459.115, 306.626});
```

```
% Dv=0.48;  
% Deltap=674.593;  
% Pm=11800.921+100700;  
% Dc=0.8;  
% Tm=306.669;  
% Cvs=0.99;  
% Ds=0.2;  
% Pms=113334.29;  
% Tms=309.308;
```

```
iDv=0.0002;  
iDeltap=10;  
iPm=43.83;  
iDc=0.0005;  
iTm=0.3;  
iCvs=0.003;  
iTms=0.2;  
iPms=48.83;  
iDs=0.0001;  
ieps=(4+100*(0.48/0.8)^8)*674.593/112500.921/100;
```

```
icomposta_KVC=((a11T*iDv)^2+(a22T*iDeltap)^2+(a33T*iPm)^2+(a44T*iDc)^2+(a55T*iTm)^2+(a66T*iCvs)^2+(a77T*iDs)^2+(a88T*iPms)^2+(a99T*iTms)^2+(a100T*ieps)^2)^(1/2)  
iperc_KVC=icomposta_KVC*100/((1.0062*0.48^2*3.14/4)/((1-(0.48/0.8)^4)^(1/2)))  
% K=(1.0062*0.48^2*3.14/4)/((1-(0.48/0.8)^4)^(1/2))
```

```
%%  
% Incertezza VC dopo taratura con nuova incertezza sul K 1000RPM IGV=0  
% K1=(0.99*0.48^2*3.14/4)/((1-(0.48/0.8)^4)^(1/2))
```

```
f=K1*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2)*((1.4*(1-Deltap/Pm)^(2/1.4)*(1-(1-Deltap/Pm)^((1.4-1)/(1.4))))*(1-(Dv/Dc)^4)/((1.4-1)*(Deltap/Pm)*(1-(Dv/Dc)^4*(1-(Deltap/Pm)^(2/1.4)))));
```

```
a1=diff(f,Dv);  
a11=subs(a1, {Dv, Deltap, Pm, Dc, Tm, K1}, {0.48, 2211.588, 101212.303, 0.8, 298.022, 0.197});
```

```
a2=diff(f,Deltap);  
a22=subs(a2, {Dv, Deltap, Pm, Dc, Tm, K1}, {0.48, 2211.588, 101212.303, 0.8, 298.022, 0.197});
```

```
a3=diff(f,Pm);  
a33=subs(a3, {Dv, Deltap, Pm, Dc, Tm, K1}, {0.48, 2211.588, 101212.303, 0.8, 298.022, 0.197});
```

```
a4=diff(f,Dc);  
a44=subs(a4, {Dv, Deltap, Pm, Dc, Tm, K1}, {0.48, 2211.588, 101212.303, 0.8, 298.022, 0.197});
```

```
a5=diff(f,Tm);  
a55=subs(a5, {Dv, Deltap, Pm, Dc, Tm, K1}, {0.48, 2211.588, 101212.303, 0.8, 298.022, 0.197});
```

---

```

a6=diff(f,K1);
a66=subs(a6,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,K1},{0.48,2211.588,101212.303,0.8,298.022,0.197}
);

a7=K1*(2*Deltap*Pm/(287*Tm))^(1/2);
a77=subs(a7,{Dv,Deltap,Pm,Dc,Tm,K1},{0.48,2211.588,101170.909,0.8,298.022,0.197}
);

% Dv=0.48;
% Deltap=2211.588;
% Pm=101212.303;
% Dc=0.8;
% Tm=298.022;
% Cvc=0.984;
% Portata=13.614 kg/s

iDv=0.0002;
iDeltap=10;
iPm=43.83;
iDc=0.0005;
iTm=0.3;
ieps=(4+100*(0.48/0.8)^8)*2211.588/101212.303/100;

icomposta_VCTARATO_K=((a11*iDv)^2+(a22*iDeltap)^2+(a33*iPm)^2+(a44*iDc)^2+(a55*i
Tm)^2+(a66*icomposta_KVC)^2+(a77*ieps)^2)^(1/2)
iperc_VCTARATO_K=icomposta_VCTARATO_K*100/13.614

```