

BASILICATA INNOVAZIONE

al servizio di imprese e ricercatori



Relazione finale (fase uno e due) della
CONVENZIONE DI RICERCA TRA

**Basilicata Innovazione
Innovation Factory scrl**

E

**Università Della Basilicata – Dipartimento di Ingegneria e
Fisica dell’Ambiente**

Dal Titolo

**PROGETTO PER LO SVILUPPO DI UN SISTEMA PER
L’OTTIMIZZAZIONE DI UN INNOVATIVO SISTEMA DI
ASPIRAZIONE**

Potenza 30 novembre 2011

Il Responsabile Scientifico

Prof. Enrico NINO

Basilicata Innovazione - Centro Direzionale Franco - Contrada Tora Centomani, 11 - 85100 Potenza (Italy)
Tel. +39 0971 1800511 - Fax +39 0971 1800350 - segreteria@basilicatainnovazione.it - www.basilicatainnovazione.it



INDICE

Nomenclatura

Premessa

FASE UNO

1.1 Descrizione dell'aspiratore "modello professionale" della GEMI ELETTRONICA

1.1.1 Girante

1.2 Determinazione della portata aspirata

1.2.1 Misuratore di velocità per condotti di aspirazione di 300mm

1.2.2 Taratura del misuratore di velocità e curva di correzione

1.3 Diagramma portata-prevalenza

FASE DUE

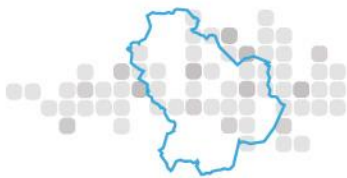
2.1 Studio fluidodinamico della girante GEMI

2.2 Progettazione della nuova girante

2.3 Studio fluidodinamico per la scelta della geometria della girante

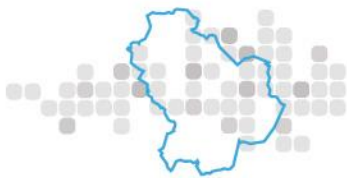
2.4 Specifiche della girante progettata

3 Conclusioni



Nomenclatura

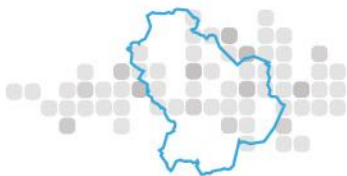
d_1	$[m]$	diametro in ingresso girante
d_2	$[mm]$	diametro in uscita girante
l_2	$[mm]$	altezza pala in uscita girante
P_{din}	$[Pa]$	pressione dinamica
P_{stat}	$[Pa]$	pressione statica media
ΔP	$[Pa]$	differenza pressione $P_{din} - P_{stat}$
c	$[m/s]$	velocità media flusso
ρ	$[g/m^3]$	densità flusso
G_v	$[m^3/s]$	portata volumetrica
G	$[g/s]$	portata massica
ε	$[-]$	fattore di parzializzazione
Φ	$[m]$	diametro condotto di aspirazione
R	$[m]$	raggio condotto di aspirazione
$v(r)$ aspirazione	$[m/s]$	velocità puntuale a distanza r dal centro del condotto di aspirazione
G_{LDV} velocità LDV	$[g/s]$	portata massica ottenuta mediante tecnica di misura delle velocità LDV



$G_{misuratore}$	$[g/s]$	portata massica ottenuta mediante tecnica di misura delle velocità con misuratore a tubi incrociati
K	$[-]$	fattore di correzione della portata ottenuta con misuratore
P	$[Pa]$	pressione relativa a $P_{ambiente}$
c_1	$[n/s]$	velocità assiale in ingresso girante
u_1	$[n/s]$	velocità tangenziale in ingresso girante
n	$[giri/s]$	numero di giri girante
f	$[giri/s]$	frequenza pale girante
z	$[-]$	numero di pale girante
w_1	$[n/s]$	velocità relativa in ingresso girante
A_2	$[m^2]$	sezione di uscita girante
ρ_2	$[kg/m^3]$	densità in uscita girante
c_2	$[n/s]$	velocità assoluta in uscita girante
c_{r2}	$[n/s]$	componente radiale della velocità assoluta in uscita girante
c_{u2}	$[n/s]$	componente periferica della velocità assoluta in uscita girante
c'_{u2}	$[n/s]$	componente periferica della velocità assoluta in uscita girante in condizioni ideali
σ	$[-]$	fattore di scorrimento
u_2	$[n/s]$	velocità tangenziale in uscita girante



w_2	$\left[\frac{m}{s} \right]$	velocità relativa in uscita girante
β_2	$[]$	angolo tra w_2 e il vettore opposto di u_2
α_2	$[]$	angolo tra c_2 e u_2
φ_2	$[]$	coefficiente di portata
μ	$[]$	coefficiente di pressione
L_i	$\left[\frac{m^2}{s^2} \right]$	lavoro massico interno



Premessa

Nella zona del lagonegrese, fra produttori e indotto sono presenti alcune imprese la cui produzione consiste nella realizzazione di sistemi di ventilazione meccanica per l'estrazione di fumi, ovvero dispositivi da installare sulle canne fumarie a servizio di camini a legna per uso domestico. Il prodotto sviluppato presenta spunti di originalità che lo collocano nella fascia alta di mercato rispetto ai prodotti offerti dalla concorrenza. In particolare, il funzionamento a bassa velocità di rotazione della ventola, l'eccellente resistenza alle alte temperature e la silenziosità di funzionamento costituiscono i punti di forza di tale prodotto, che però va migliorato e si sta andando verso lo sviluppo di un prodotto (aspiratore) che possa avere una massa inferiore rispetto a quella della famiglia di aspiratori attualmente in produzione. L'esigenza di riduzione della massa appare necessaria per aggredire nuovi mercati, mediante l'abbattimento dei costi di trasporto che incidono in maniera significativa sul costo finale del prodotto. Inoltre, la riduzione della massa consentirebbe di facilitare le operazioni di messa in opera degli aspiratori.

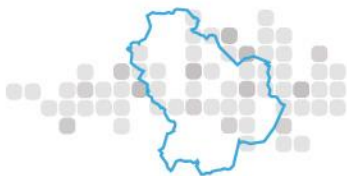
L'attività di sviluppo si scontra, sostanzialmente, con la scarsa caratterizzazione del ventilatore attualmente prodotto, specialmente dal punto di vista della determinazione della curva caratteristica pressione-portata realizzate dal ventilatore. Questa lacuna di conoscenza limita l'adozione di metodiche di progettazione "ingegneristiche" relegando l'attività all'adozione di tecniche di "try and error" che, ovviamente, riducono fortemente l'efficacia dell'attività di sviluppo effettuata.

Ai fini di quanto esposto in premessa le attività sono state suddivise nelle seguenti fasi:

Fase uno

In questa fase si è provveduto dapprima ad effettuare la progettazione di un dispositivo in grado di rilevare la portata volumetrica elaborata dal ventilatore, in maniera da poter misurare facilmente la curva caratteristica portata-prevalenza tipica dei ventilatori. L'attività è proseguita essenzialmente con la realizzazione e messa a punto del dispositivo. La conoscenza della curva derivante dalle misurazioni con tale dispositivo ha consentito di determinare la capacità estrattiva del dispositivo al variare delle caratteristiche della canna fumaria (perdite di carico) su cui è installato il ventilatore.

La maggiore difficoltà che si incontra nelle misure di portata con dispositivi a bassa prevalenza è rappresentata dal fatto che la presenza di un qualunque ostacolo sulla linea di aspirazione dei gas (fumi di combustione) altera, in maniera significativa, il rilievo della portata stessa, costringendo il ventilatore a lavorare in un punto diverso (spesso molto diverso) della più volte citata curva portata- prevalenza. Questo problema è stato bypassato mediante l'adozione del cosiddetto gasometro a campana in cui un serbatoio, di opportune dimensioni, viene chiuso superiormente da una "campana". Questa ultima avente la parte



cilindrica inferiore immersa in un liquido (acqua o olio leggero) contenuto nell'intercapedine formata da una doppia parete ricavata nella parete laterale del serbatoio. Mediante un contrappeso ed un opportuno sistema di carrucole si controbilancia, in maniera accurata, la massa (quindi il peso) della campana, in maniera che immettendo gas nel serbatoio la campana possa essere spostata verso l'alto con sovrapressioni trascurabili. Misurando la variazione di volume del sistema serbatoio-campana (in pratica si misura l'innalzamento della campana) è possibile determinare la portata elaborata dal ventilatore. La presenza del liquido nel "fodero" laterale serve a "sigillare" il sistema impedendo fuoriuscite di gas. Questi dispositivi, pur largamente utilizzati in passato, presentano l'inconveniente di avere dimensioni non trascurabili, spesso dell'ordine di grandezza di centinaia di metri cubi, e di non essere in grado di rilevare "piccole" fluttuazioni di portata che dovessero realizzarsi nel corso delle prove. Altre tipologie di misuratori, meno ingombranti, in grado di garantire "piccole" perdite di carico durante il passaggio del flusso gassoso elaborato dal ventilatore sono costituite dai misuratori del tipo a "venturimetro", da quelli ad "effetto corona" e dai misuratori ultrasonici. Escludendo i misuratori a "venturimetro", a causa del loro basso "range dinamico" che costringerebbe a dotarsi di un "corredo" di venturimetri per coprire tutto il range di portate elaborate, anche le altre due categorie di misuratori presentano caratteristiche che ne sconsigliano l'utilizzo nella specifica applicazione. Infatti, occorre considerare che l'elevato diametro dei condotti su cui si installa il ventilatore in oggetto, generalmente compreso tra i 200 ed i 300 mm, porta a doversi dotare di misuratori ad "effetto corona" ed ultrasonici di pari diametro. Questo perché il loro montaggio su di una sezione "ridotta" introdurrebbe inaccettabili perdite di carico localizzate. Per diametri così elevati i misuratori delle ultime due tipologie citate avrebbero costi inaccettabili o, addirittura, richiederebbero una realizzazione "fuori standard". I misuratori ad "effetto corona" ed "ultrasonici" richiedono, inoltre, una calibrazione periodica. Un altro aspetto da considerare riguarda il fatto che gli aspiratori in questione vengono installati su canne fumarie originariamente predisposte per funzionare in condizione di "tiraggio naturale", ovvero con relativamente alti diametri, basse velocità e piccole portate dei fumi. Queste ultime condizioni, insieme alle valutazioni sui costi di acquisto precedentemente esposte, rendono particolarmente difficoltoso l'adozione di misuratori commerciali.

L'attenzione si è focalizzata sullo sviluppo di un misuratore di portata specifico, basato sul principio di misura dei tubi di PITOT, con disposizione a griglia secondo una distribuzione delle prese di pressione dinamiche alla Tchebycheff. Lo sviluppo di un misuratore alla "Tchebycheff" si presta al rilievo della portata volumetrica di flussi a bassa velocità ed in condotti a grande diametro. Questa tecnica si basa sull'utilizzo di una serie di prese di pressione dinamiche disposte, secondo lo schema proposto da Tchebycheff, su di una griglia (costituita da tubi interconnessi) posizionata all'interno del condotto in cui scorre il flusso in analisi. Una seconda serie di prese statiche, generalmente in numero molto più piccolo di quelle dinamiche, sempre posizionate all'interno del condotto, completano lo strumento. Il rilievo della differenza di pressione, realizzata tra le due serie di prese di pressione, consente il rilievo accurato della velocità media del flusso nella sezione di misura, quindi, conoscendo la



sezione di passaggio, della portata volumetrica e, mediante determinazione della densità del fluido in esame, della portata massica. Ovviamente il sistema richiede una accurata calibrazione iniziale per tener conto della presenza della griglia di tubi, dello strato limite e di quanto altro allontana l'applicazione reale dalle condizioni teoriche di funzionamento.

L'attività di calibrazione del misuratore di portata sono state effettuate mediante il rilievo, da effettuare sia con la griglia in posizione di misura che in sua assenza, del profilo di velocità che si realizza nel condotto, con la tecnica Laser Döppler Velocimetry (LDV) monocomponente. La LDV è una tecnica velocimetrica in grado di rilevare una o più componenti di velocità, in maniera estremamente accurata, con un "data rate" tanto elevato da superare agevolmente il kHz di frequenza di campionamento, in questo modo si riesce a determinare anche la componente di turbolenza presenti nel flusso. La tecnica consente il rilievo sostanzialmente in un punto per volta pertanto, il rilievo del profilo di velocità, è stato ottenuto ripetendo le misure puntuali sull'intero diametro del condotto.

Fase due

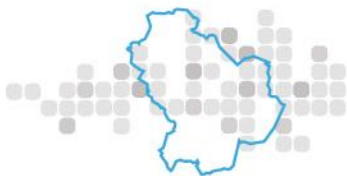
A valle dallo studio fluidodinamico del misuratore di portata sviluppato nella prima fase e grazie alla determinazione degli esatti valori di portata d'aria elaborata dal ventilatore si è potuto passare alla seconda fase delle attività. In questa fase si è provveduto ad effettuare lo studio fluidodinamico della girante originaria, determinano le condizioni fluidodinamiche di ingresso ed uscita girante del gas trattato. A valle di questo studio è stato possibile dimensionare una nuova girante che, pur riuscendo ad elaborare portate d'aria superiori a quelle elaborate dalla girante originaria, presentasse dimensioni, e masse, inferiori.

FASE UNO

1.1 Descrizione dell'aspiratore "modello professionale" della GEMI ELETTRONICA

L'aspiratore "Modello professionale" si compone di:

- un "cappello";
- un motore, interamente prodotto dalla GEMI ELETTRONICA di classe H e resistente alle alte temperature
- un regolatore di velocità a 6 velocità



- un gruppo aspirante, costituito da una girante con quattro pale;
- una base regolabile, composta da staffe di fissaggio regolabili che permettono di adattare l'aspiratore sulla maggior parte dei comignoli; misura minima delle staffe: 220 x 220 mm, staffe regolabili fino ad un massimo di 430 x 430 mm.

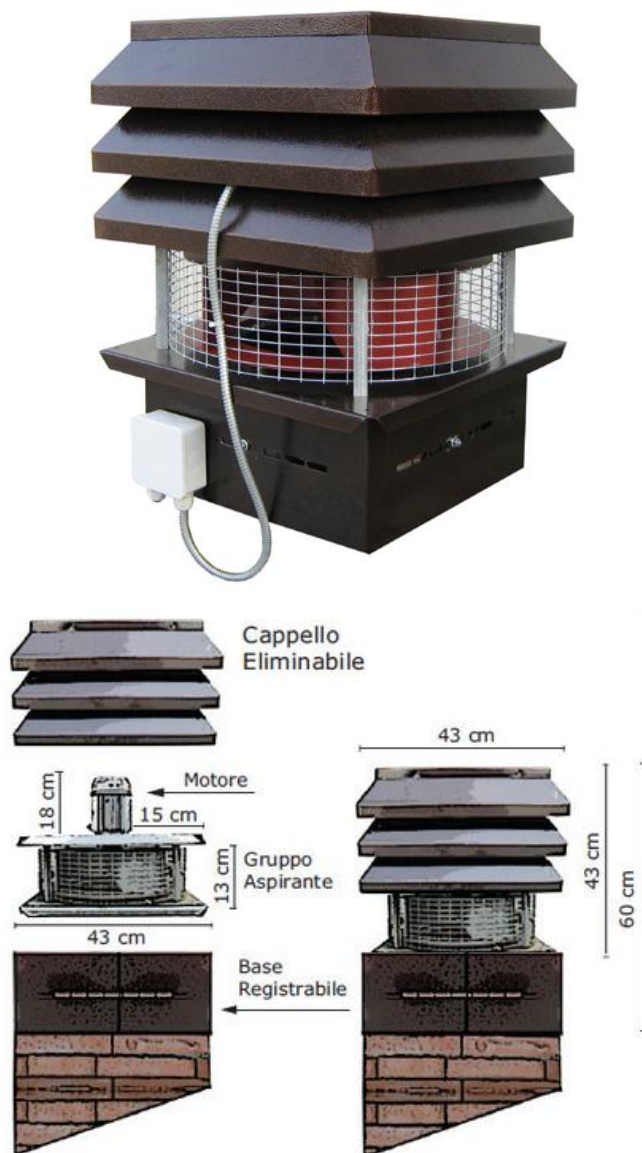
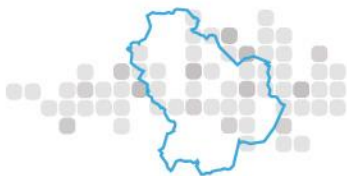


Fig. 1.1 Aspiratore GEMI "Modello professionale": caratteristiche geometriche



1.1.1 Girante

La girante dell'aspiratore GEMI è costituita da 4 pale diritte rivolte all'indietro con altezza in uscita $l_2=105$ mm, diametro in ingresso $d_1=180$ mm e diametro in uscita $d_2=388$ mm.



Fig. 1.2 Particolare: girante dell'aspiratore professionale

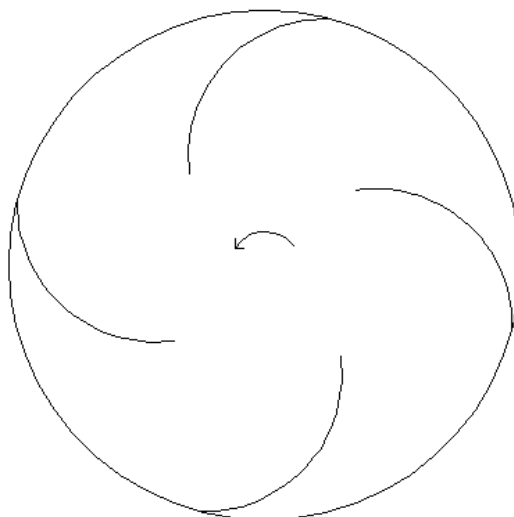
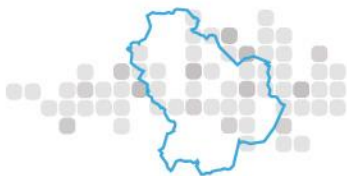


Fig. 1.3 Profili delle pale della girante GEMI



1.2 Determinazione della portata aspirata

Per valutare la portata dell'aspiratore è stato ideato uno strumento di misura realizzato appositamente per misurare la velocità del flusso in condotti di aspirazione del diametro di 300 mm.

Il misuratore deve essere inserito nel condotto di aspirazione, fissandolo ad esso dall'esterno e stando attenti a garantire la perpendicolarità con l'asse del condotto.

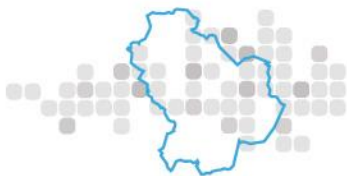
1.2.1 Misuratore di velocità per condotti di aspirazione di 300mm

Lo strumento è costituito da 5 tubi di acciaio inox paralleli, incrociati con 3 tubi ortogonali ad essi; l'unione dei tubi è effettuata mediante brasatura e in modo che i tubi siano comunicanti.

L'assemblaggio dell'intera struttura è effettuato mediante due flange bullonate.



Fig. 1.4 Misuratore di velocità



I tubi hanno diametro esterno pari 6 mm e diametro interno pari 4 mm.

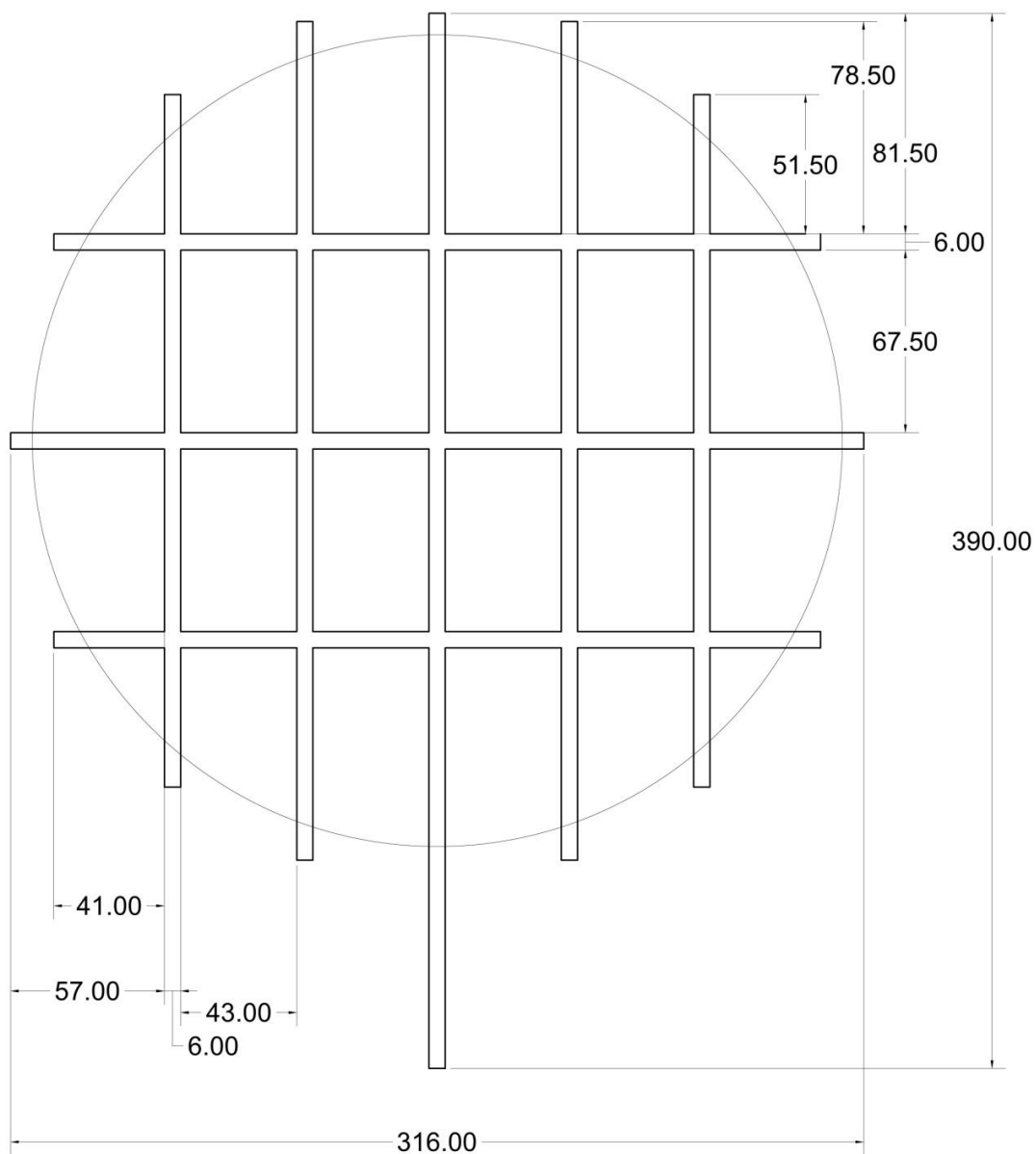
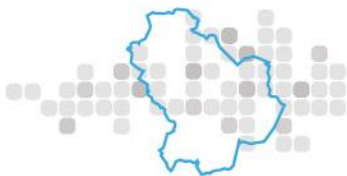


Fig. 1.5 Misuratore di velocità quotato



I tubi presentano fori non passanti di diametro pari a $\phi = 2 \text{ mm}$, situati nella parte posteriore del misuratore per un osservatore che osservi il misuratore dal verso in cui la corrente lo investe.

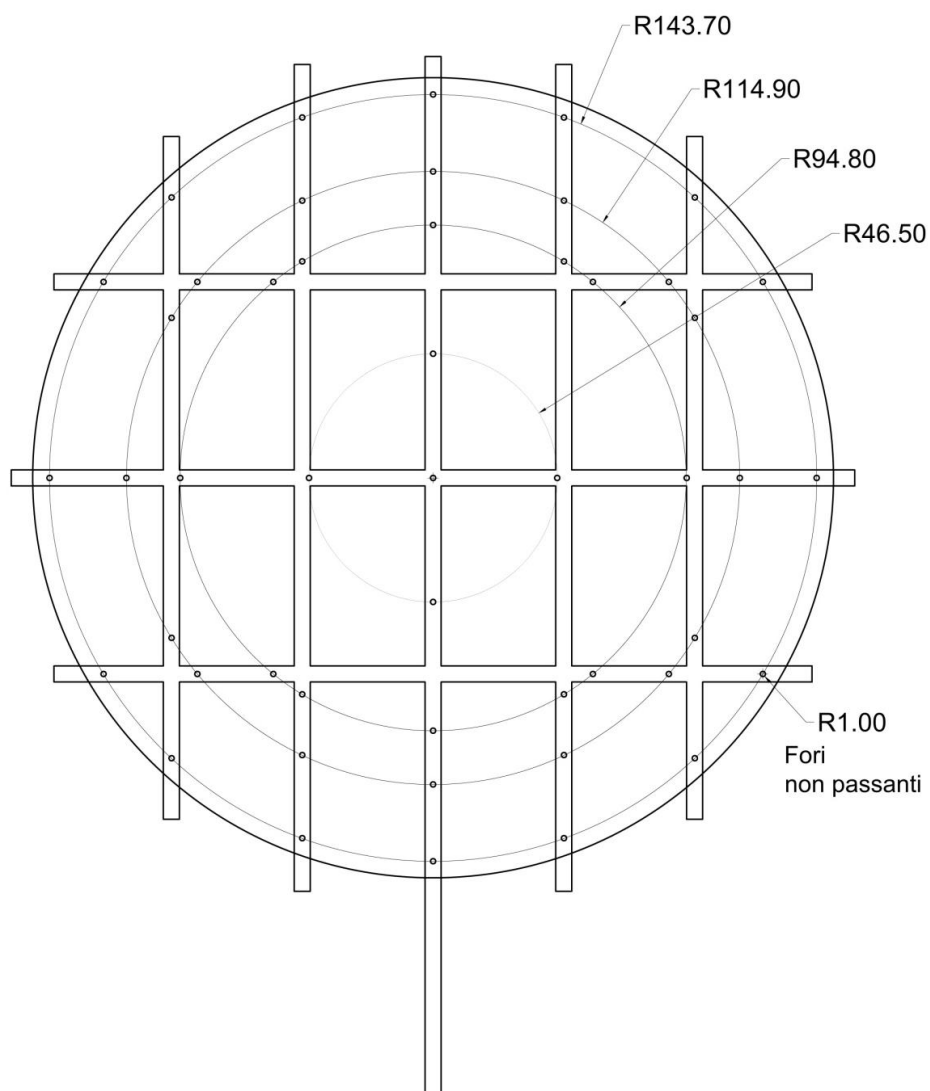
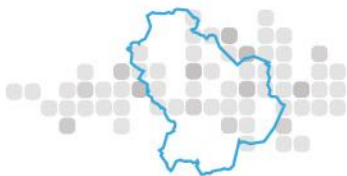


Fig. 1.6 Disposizione delle prese di pressione dinamiche



La disposizione delle prese di pressione dinamica è avvenuta in accordo con la distribuzione logaritmica di Tchebycheff [1].

I fori sono ricavati nei punti di intersezione tra le quattro circonferenze, concentriche e a distribuzione logaritmica, ed i tubi.

Tutti i tubi sono chiusi alle estremità ad eccezione di quello diametrale che fuoriesce dalle flange e dal condotto di aspirazione.

Alle flange bullonate è collegato un ulteriore tubo di acciaio inox, con diametro esterno pari a 6 mm e interno pari a 4 mm, piegato con raggio di curvatura di 150 mm, così che sia distante 68 mm dalla serie di tubi incrociati e abbia una delle due aperture alla quota del centro del condotto di aspirazione e in direzione opposta al flusso per permetterne l'ingresso; il tubo passa attraverso le flange e la seconda apertura del tubo è all'esterno del condotto di aspirazione.

Si fa notare che l'apertura del tubo ripiegato deve essere ad una distanza dai tubi incrociati almeno pari a 10 diametri, così che i tubi stessi vengano investiti da flusso indisturbato.

I due tubi che fuoriescono dalle flange sono collegati infine ad un manometro differenziale all'esterno del condotto. Il manometro è così in grado di apprezzare la differenza tra la pressione statica delle sezioni dei fori e la pressione dinamica della sezione del tubo ripiegato.

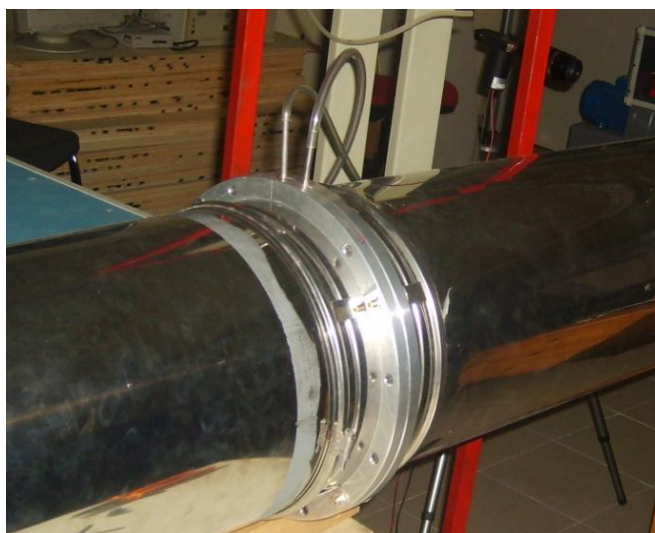


Fig. 1.7 Condotti di uscita dal misuratore

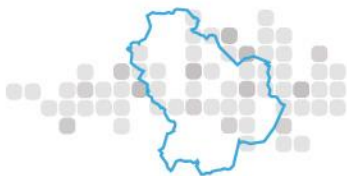


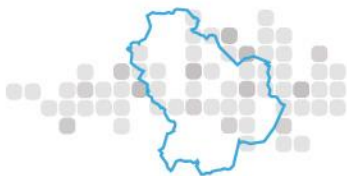
Fig. 1.8 Manometro differenziale a scala inclinata con fondo scala a 120 Pa

Il principio fisico di funzionamento del misuratore di velocità è lo stesso sul quale si basa il funzionamento del tubo di Pitot, la differenza sostanziale è che ci sono più prese in cui viene misurata la pressione statica per cui la pressione statica risultante è una media delle pressioni statiche e di conseguenza anche la velocità misurata è la velocità media del flusso perpendicolare al misuratore.

Se il misuratore non è posto molto lontano dall'ingresso del flusso nel condotto di aspirazione e se sono state rispettate tutte le "norme per la corretta installazione dello strumento", si possono trascurare le perdite di carico e si può calcolare la velocità media con la stessa relazione utilizzata per la misura della velocità effettuata con il tubo di Pitot.

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}}$$

Con c_2 la velocità media, p_1 la pressione dinamica e p_2 la pressione statica media.



La portata volumetrica si ottiene moltiplicando la velocità media calcolata per la sezione del condotto di aspirazione in cui scorre il flusso.

$$G_v = c_2 \cdot A$$

La portata massica è invece calcolabile attraverso la relazione:

$$G = \rho \cdot G_v$$

Le “norme per la corretta installazione dello strumento” sono:

- lasciare almeno due diametri di distanza a monte del misuratore di velocità, dopo una curva con raggio di curvatura di almeno un diametro;
- nel caso di piegature a 90°, è richiesta una distanza maggiore tra il misuratore e la curva stessa;
- lasciare almeno un diametro tra il misuratore e ogni altra variazione nella sezione del tubo, a valle dello strumento di misura;
- evitare allargamenti del condotto a monte del misuratore o contrazioni a valle dello strumento; il contrario è consentito, ma con conseguente aumento della caduta di pressione; quest'ultimo accorgimento potrebbe essere utilizzato per aumentare il segnale letto, cioè il ΔP ;
- nel caso di flussi con comportamento vorticoso, sarebbe opportuno montare almeno un diametro prima del misuratore un raddrizzatore di flusso.

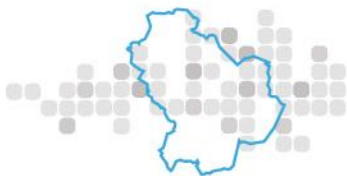
1.2.2 Taratura del misuratore di velocità e curva di correzione

La taratura del misuratore di velocità è stata effettuata confrontando le portate misurate con lo stesso con le portate misurate con la tecnica di misura LDV, più raffinata e precisa, in quanto in grado di misurare i valori puntuali delle velocità nel condotto di aspirazione.

E' stata valutata la portata misurando la velocità con i livelli di regolazione 3, 4, 5 e 6 del regolatore di velocità in dotazione all'aspiratore GEMI.

Per ottenere una curva di correzione abbastanza precisa, si è deciso di calcolare anche altri valori di portata, operando una parzializzazione all'aspirazione.

Definendo come fattore di parzializzazione il rapporto:



$$\varepsilon = \frac{A_{chiusa}}{A_{totale}}$$

dove con A_{chiusa} si indica la sezione del condotto che viene chiusa e con A_{totale} la sezione totale del condotto, si è deciso di effettuare misurazioni di portata anche alla velocità angolare 3 con $\varepsilon = 0,75$ e alla velocità angolare 4 con $\varepsilon = 0,25$.

Valori di velocità e portata ottenuti mediante il misuratore senza parzializzazione all'aspirazione:

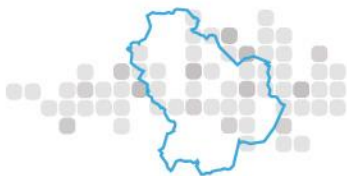
$\varepsilon=0$	$\square P$	Velocità	G_v [m ³ /s]	G [kg/s]
velocità 3	10	2,9936	0,2115	0,2362
velocità 4	39	5,9122	0,4177	0,4665
velocità 5	58	7,2102	0,5094	0,5689
velocità 6	70	7,9222	0,5597	0,6249

Tab. 1.1 Valori di portata ottenuti mediante misuratore senza parzializzazione all'aspirazione

Valori di portata massica ottenuti con parzializzazione all'aspirazione:

	$G_{\text{misuratore}}$ [kg/s]
velocità 3 $\square=0,75$	0,0264
velocità 4 $\square=0,25$	0,3169

Tab. 1.2 Valori di portata massica ottenuti mediante misuratore con parzializzazione all'aspirazione



Valori delle velocità del flusso ottenuti mediante tecnica LDV in una sezione del condotto di aspirazione ($\Phi = 300\text{mm}$) senza parzializzazione all'aspirazione:

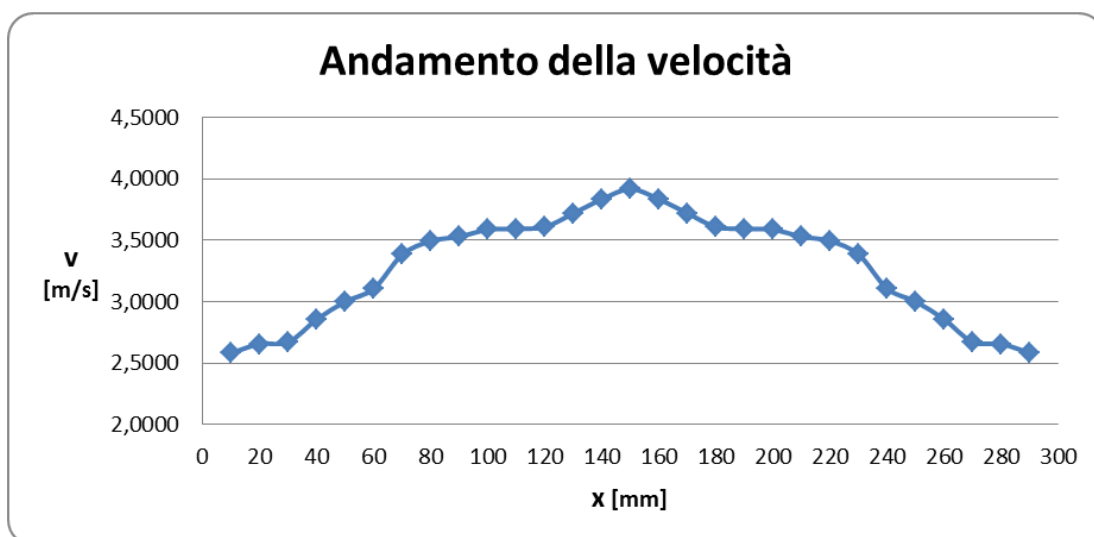


Fig. 1.9 Andamento della velocità nel condotto di aspirazione per la regolazione di velocità 3

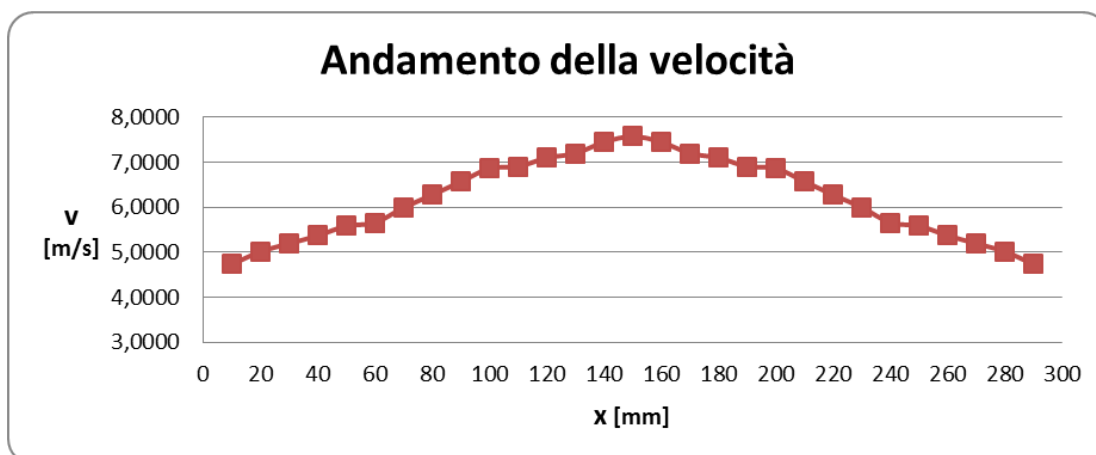


Fig. 1.10 Andamento della velocità nel condotto di aspirazione per la regolazione di velocità 4

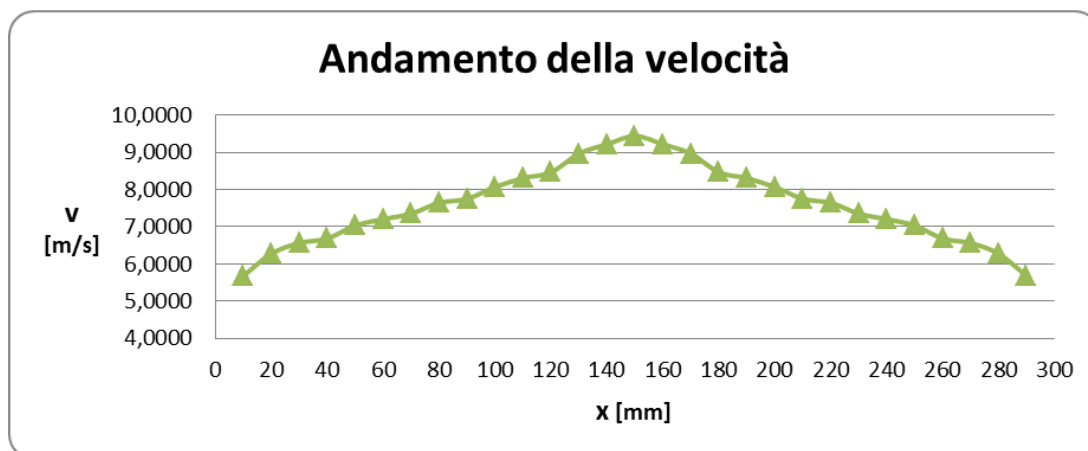
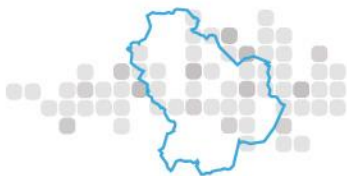


Fig. 1.11 Andamento della velocità nel condotto di aspirazione per la regolazione di velocità 5

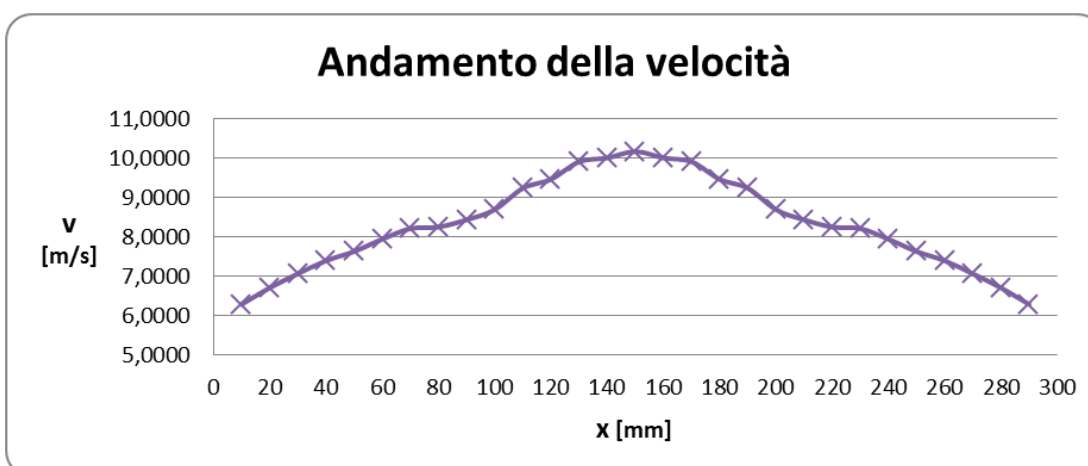
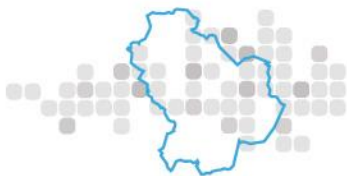


Fig. 1.12 Andamento della velocità nel condotto di aspirazione per la regolazione di velocità 6

Valori di portata ottenuti attraverso misura della velocità con tecnica LDV senza parzializzazione all'aspirazione:



	G_{LDV} [kg/s]
velocità 3	0,2378
velocità 4	0,4432
velocità 5	0,5449
velocità 6	0,5962

Tab. 1.3 Valori di portata ottenuti attraverso tecnica LDV senza parzializzazione

Valori di portata ottenuti attraverso misura della velocità con tecnica LDV con parzializzazione all'aspirazione:

	G_{LDV} [kg/s]
velocità 3 □=0,75	0,0442
velocità 4 □=0,25	0,3170

Tab. 1.4 Valori di portata ottenuti attraverso tecnica LDV con parzializzazione all'aspirazione

I valori in tabella sono stati ottenuti per integrazione:

$$G_v = 2\pi \int_0^R v(r) \cdot r \cdot dr \quad G = \rho \cdot G_v$$

dove r è il raggio di misura, $v(r)$ è la velocità puntuale misurata in corrispondenza di un certo raggio r e R è il raggio del condotto di aspirazione (150 mm).

Si possono correggere i valori di portata ottenuti con il misuratore di velocità confrontando gli stessi con quelli ottenuti mediante tecnica LDV a parità di condizioni.

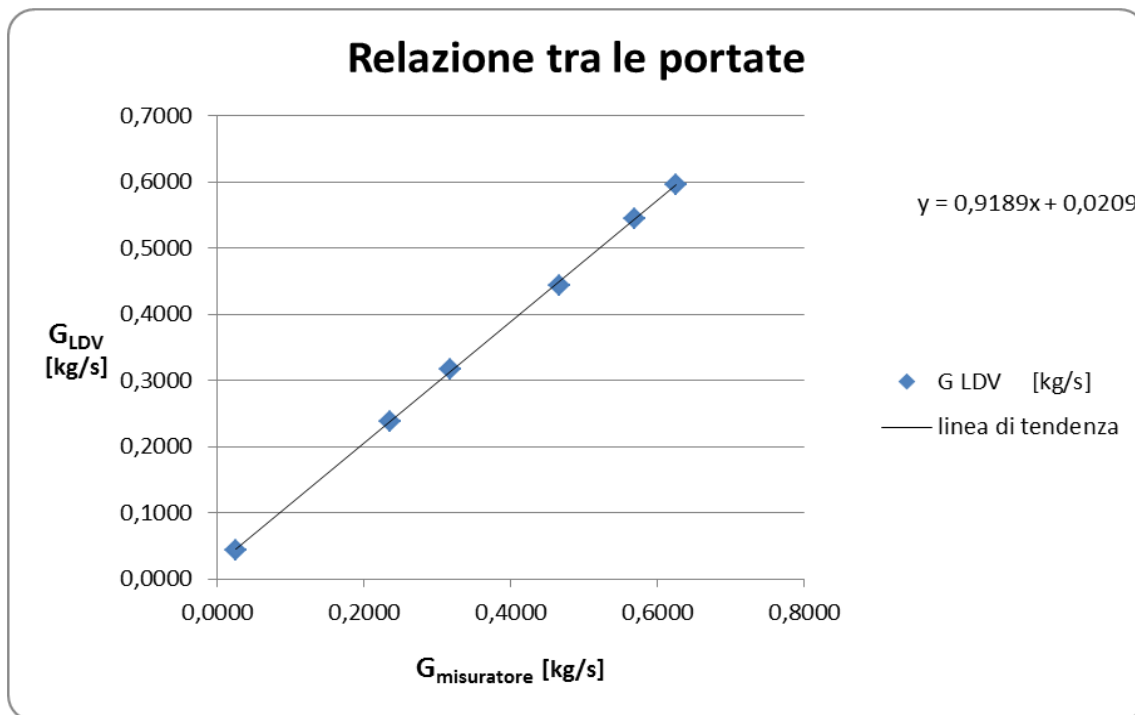
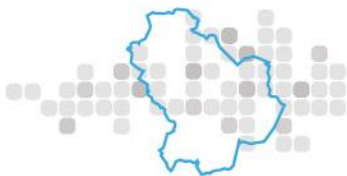


Fig. 1.13 Relazione tra le portate misurate mediante tecnica LDV e con il misuratore progettato

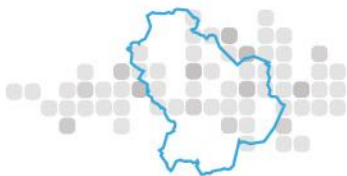
La linea di tendenza, che mette in relazione le portate, è lineare:

$$G_{LDV} = 0,9189 \cdot G_{misuratore} + 0,0209$$

La retta non si scosta molto dalla retta inclinata a 45°, condizione di uguaglianza delle portate.

Se si definisce fattore di correzione K il rapporto:

$$K = \frac{G_{LDV}}{G_{misuratore}}$$



L'equazione della curva di correzione risulta essere:

$$K = 0,9189 + \frac{0,0209}{G_{\text{misuratore}}}$$

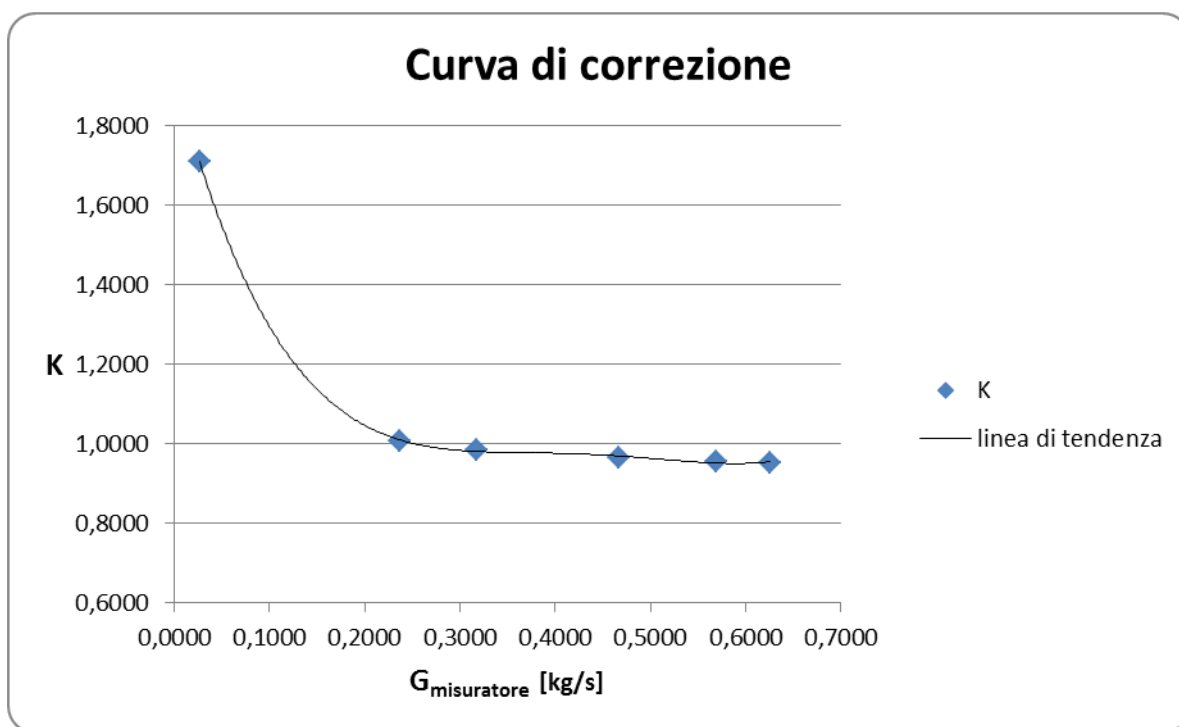
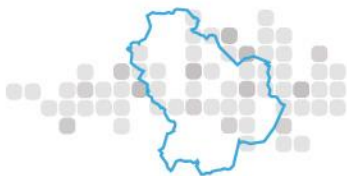


Fig. 14 Andamento del fattore di correzione in funzione della portata ottenuta con il misuratore

1.3 **Diagramma portata-prevalenza**

Per ricavare i diagrammi portata-prevalenza, è stata effettuata una parzializzazione all'aspirazione con valori di ε pari a 0, 0.25, 0.5 e 0.75, utilizzando sempre i livelli di velocità angolare 3, 4, 5 e 6 del regolatore di velocità.



Per rilevare la pressione del flusso a monte è stato utilizzato il manometro collegato al misuratore di velocità: un'uscita del manometro è stata collegata alla presa dinamica del misuratore, l'altra uscita, invece, è stata mantenuta aperta così da permettere allo strumento di rilevare la differenza tra pressione dinamica e pressione ambiente.

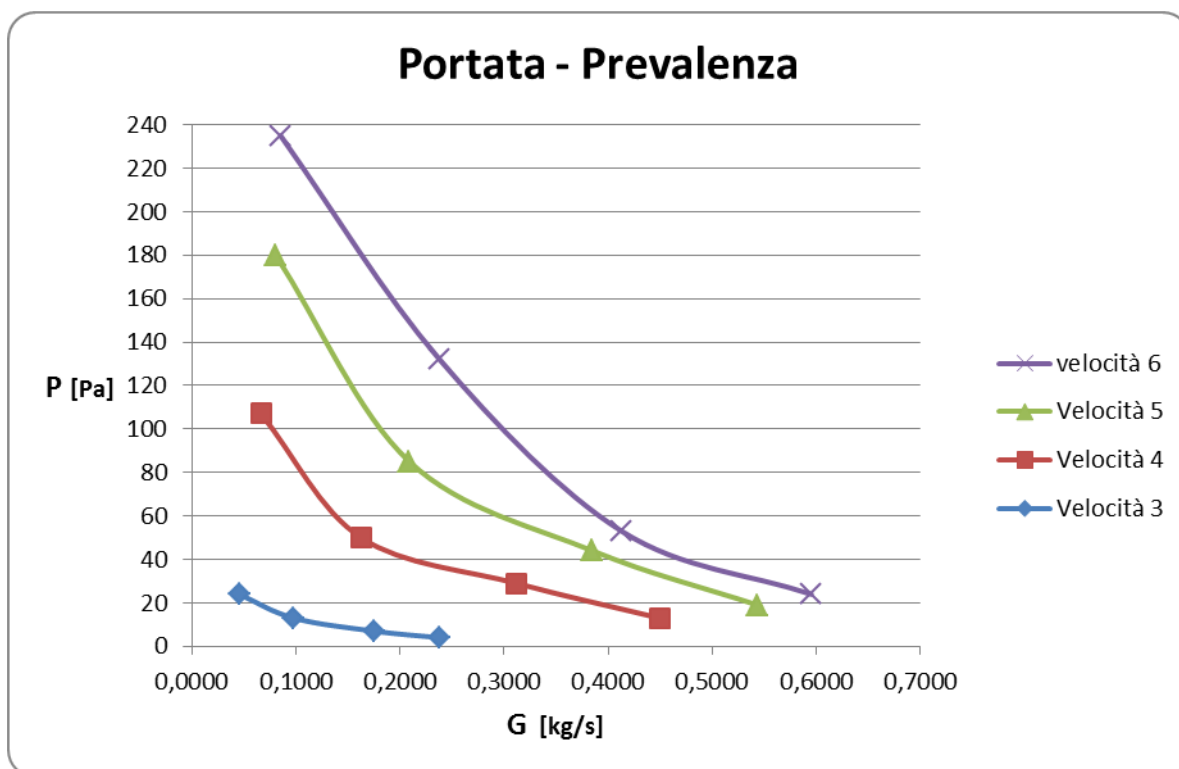
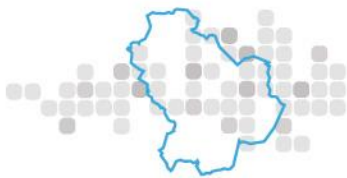


Fig. 15 Diagramma portata-prevalenza

FASE DUE

2.1 Studio fluidodinamico della girante GEM1



La girante dell'aspiratore GEMI è costituita da 4 pale diritte rivolte all'indietro con altezza in uscita $l_2=105$ mm, diametro in ingresso $d_1=180$ mm e diametro in uscita $d_2=388$ mm.

Noto il valore della portata si può risalire alla velocità assiale in ingresso girante.

$$c_1 = \frac{G}{\rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2}$$

La velocità tangenziale in ingresso girante u_1 è calcolabile, invece, con la relazione:

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n$$

dove n , il numero di giri espresso in [giri/s], è stato valutato attraverso la misura della frequenza della girante f misurata con un oscilloscopio

$$n = \frac{f}{z}$$

con z , il numero di pale.

Il triangolo di velocità in ingresso girante risulta:

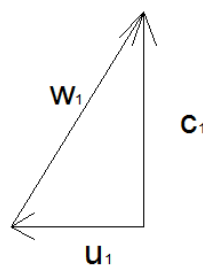
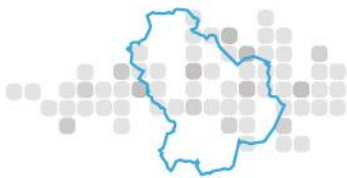


Fig. 2.1 Triangolo di velocità in ingresso girante



Dal triangolo si ricava il modulo della velocità relativa in ingresso girante:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}$$

In tabella sono riportati i moduli di tutte le velocità:

	G_v [m ³ /s]	G [kg/s]	n [rpm]	c_1 [m/s]	u_1 [m/s]	w_1 [m/s]
regolazione 3	0,2129	0,2378	559,5	8,3679	5,2732	9,8908
regolazione 4	0,3969	0,4432	1071	15,5979	10,0939	18,5791
regolazione 5	0,4879	0,5449	1293	19,1751	12,1862	22,7198
regolazione 6	0,5339	0,5962	1387,5	20,9815	13,0769	24,7231

Tab. 2.1 Portate, numero di giri e moduli delle velocità in ingresso girante al variare delle regolazioni di velocità

Per quanto concerne il triangolo di velocità in uscita girante, la velocità periferica u_2 è subito calcolabile, essendo noto il valore del diametro in uscita.

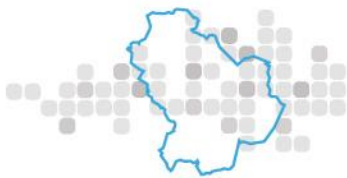
$$u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n$$

Per calcolare le velocità assoluta e relativa bisogna fare, invece, alcune considerazioni.

Applicando il principio di conservazione della portata massica, si ottiene:

$$G = \rho_2 \cdot c_{r2} \cdot A_2 = \rho_2 \cdot c_{r2} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l_2$$

con c_{r2} , componente radiale della velocità assoluta e d_2 e l_2 , rispettivamente diametro e altezza della pala in uscita girante.



Si può ricavare, dunque, c_{r2} .

Per calcolare la componente periferica c_{u2} della velocità assoluta, si deve calcolare, invece, il fattore di scorrimento, definito come il rapporto:

$$\sigma = \frac{c_{u2'}}{c_{u2}}$$

dove c_{u2} è la componente nella direzione periferica della velocità assoluta in condizioni reali e c_{u2}' quella in condizioni ideali, quella per cui la velocità relativa w_2 ha la direzione della tangente al profilo della pala e il flusso segue esattamente il profilo della pala stessa, cosa che in realtà non avviene a causa di un gradiente di pressione trasversale.

Per calcolare il suddetto fattore è stata applicata la formula di Stodola:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z \cdot \left(-\varphi_2 \cdot \cot g \beta_2 \right)}$$

dove β_2 è l'angolo costruttivo (l'inclinazione della pala, l'angolo tra w_2 e il vettore opposto di u_2), z è il numero di pale e φ_2 è il coefficiente di portata in uscita girante, $\varphi_2 = \frac{C_{r2}}{u_2}$.

Attraverso σ è possibile calcolare il coefficiente di pressione reale a partire dall'angolo costruttivo:

$$\mu = \sigma \cdot \left(-\varphi_2 \cdot \cot g \beta_2 \right)$$

Il coefficiente di pressione è anche pari a:



$$\mu = \frac{L_i}{u_2^2}$$

con L_i , il lavoro interno calcolabile a partire dalle velocità in ingresso e uscita girante attraverso la relazione:

$$L_i = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1$$

c_{u1} è nulla, per cui:

$$L_i = c_{u2} \cdot u_2$$

e

$$\mu = \frac{L_i}{u_2^2} = \frac{c_{u2} \cdot u_2}{u_2^2} = \frac{c_{u2}}{u_2}$$

Dal coefficiente di pressione si ricava allora la componente periferica della velocità assoluta:

$$c_{u2} = \mu \cdot u_2$$

Il modulo della velocità assoluta risulta essere:

$$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + c_{r2}^2}$$

Il triangolo di velocità in uscita girante si presenta come in figura:

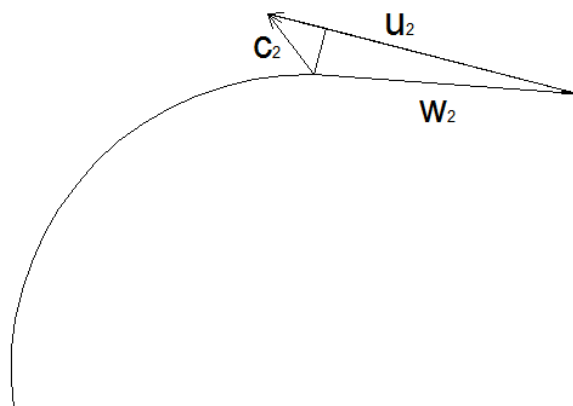


Fig. 2.2 Triangolo di velocità in uscita girante

Dal triangolo di velocità si ricava il modulo della velocità relativa in uscita girante:

$$w_2 = \sqrt{c_{r2}^2 + (u_2 - c_{u2})^2}$$

In tabella sono riportati i moduli delle velocità:

	u_2 [m/s]	c_{r2} [m/s]	α_2	β_2	γ_2	c_{u2} [m/s]	c_2 [m/s]	α_2	w_2 [m/s]
velocità 3	11,3666	1,6637	0,1464	0,5202	0,1930	2,1938	2,7533	37,1763	9,3225
velocità 4	21,7580	3,1012	0,1425	0,5406	0,2095	4,5583	5,5132	34,2293	17,4771
velocità 5	26,2681	3,8124	0,1451	0,5270	0,1983	5,2092	6,4552	36,1992	21,4012
velocità 6	28,1879	4,1716	0,1480	0,5110	0,1860	5,2438	6,7007	38,5031	23,3203

Tab. 2.2 Caratteristiche in uscita girante

Con α_2 , l'angolo che la velocità assoluta c_2 forma con la velocità periferica u_2 .



2.2 Progettazione della nuova girante

Di seguito vengono riportati i risultati dello studio fluidodinamico condotto per la progettazione di una nuova girante da integrare nell'aspiratore elettrico della GEMI, caratterizzata da dimensioni minori rispetto a quella attualmente utilizzata e in grado al contempo di trattare portate maggiori.

E' stata progettata, per semplicità costruttiva, una girante con pale rivolte all'indietro e con profili diritti. Per favorire l'ingresso dell'aria, il bordo di attacco della palettatura è stato svergolato nel senso di rotazione. In queste condizioni, si riducono, infatti, le perdite per incidenza, in quanto la velocità relativa in ingresso girante ha la direzione della tangente al profilo della pala.

Le dimensioni sono state ridotte e la nuova girante presenta un diametro interno di 200 mm e un diametro esterno di 300 mm.

E' stato mantenuto inalterato, invece, il rapporto tra l'altezza della pala in uscita e il diametro in uscita ($l_2/d_2=0,2706$). E' stato incrementato il numero di pale da 4 a 6 .

Non è possibile incrementare ancor più tale numero, in quanto si verrebbero a creare a problemi di ingombro del vano palare.

Sulle pale della girante è stato posto, infine, un convogliatore di diametro esterno pari a 300 mm e diametro interno pari a 267.3 mm.

2.3 Studio fluidodinamico per la scelta della geometria della girante

Per lo studio fluidodinamico della nuova girante sono state utilizzate le stesse relazioni impiegate per lo studio effettuato sulla girante dell'aspiratore GEMI.

Si è deciso di calcolare i triangoli di velocità e la portata aspirata in funzione di due parametri: l'angolo costruttivo β_2 e il coefficiente di pressione μ .

Per il calcolo delle velocità del triangolo in uscita girante valgono le relazioni:



$$u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n$$

Nel calcolo, il numero di giri n è stato posto pari a quello misurato per la girante esistente

$$c_{u2} = \mu \cdot u_2$$

$$c_{r2} = \varphi \cdot u_2$$

con

$$\varphi_2 = \frac{z \cdot (\mu) \cdot \pi \cdot \sin \beta_2}{z \cdot \cot g \beta_2}$$

$$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + c_{r2}^2}$$

$$w_2 = \sqrt{c_{r2}^2 + (u_2 - c_{u2})^2}$$

Dal triangolo in uscita girante è subito determinabile la portata massica:

$$G = \rho_2 \cdot c_{r2} \cdot A_2 = \rho_2 \cdot c_{r2} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot l_2$$

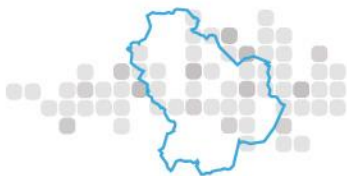
La portata dipende dunque dall'angolo costruttivo β_2 e dal coefficiente di pressione μ .

Infine, dal valore della portata si ricava il triangolo di velocità in ingresso:

$$c_1 = \frac{G}{\rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2}$$

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2}$$



Nei grafici che seguono viene mostrata la variazione della portata al variare del coefficiente di pressione μ dell'angolo costruttivo β_2 .

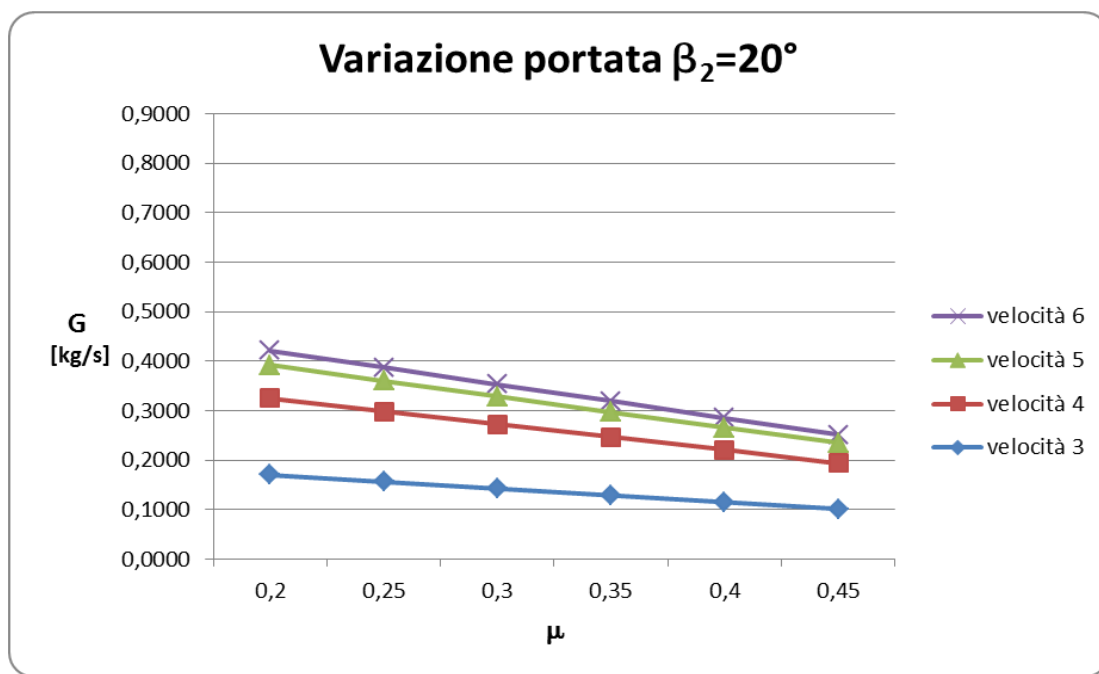


Fig. 2.3 Variazione della portata al variare di μ con $\beta_2 = 20^\circ$

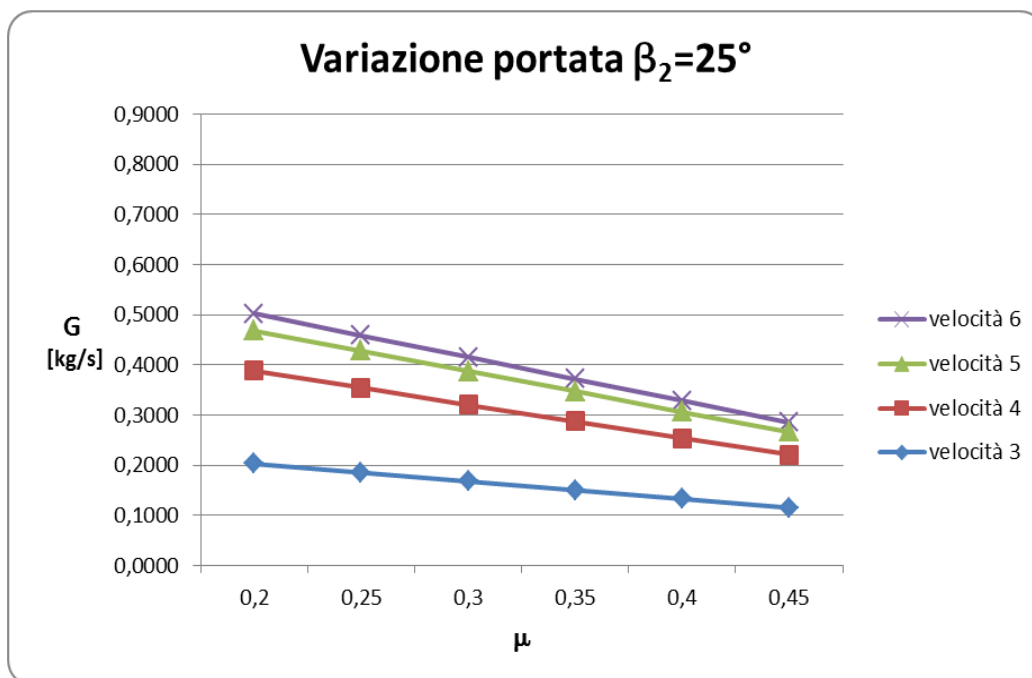
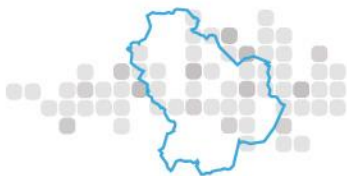


Fig. 2.4 Variazione della portata al variare di μ con $\beta_2 = 25^\circ$

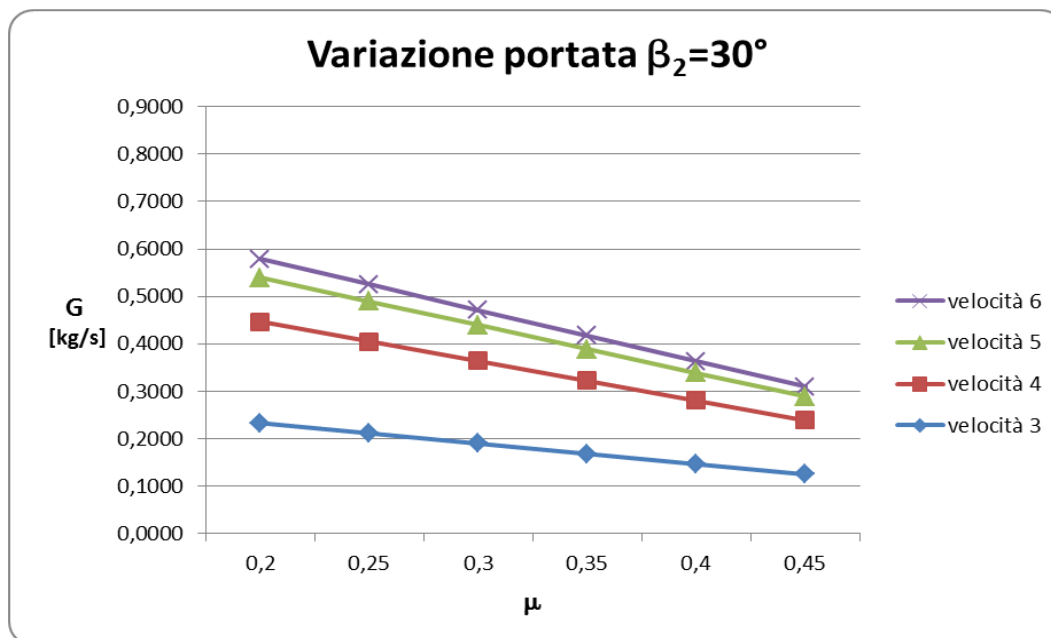


Fig. 2.5 Variazione della portata al variare di μ con $\beta_2 = 30^\circ$

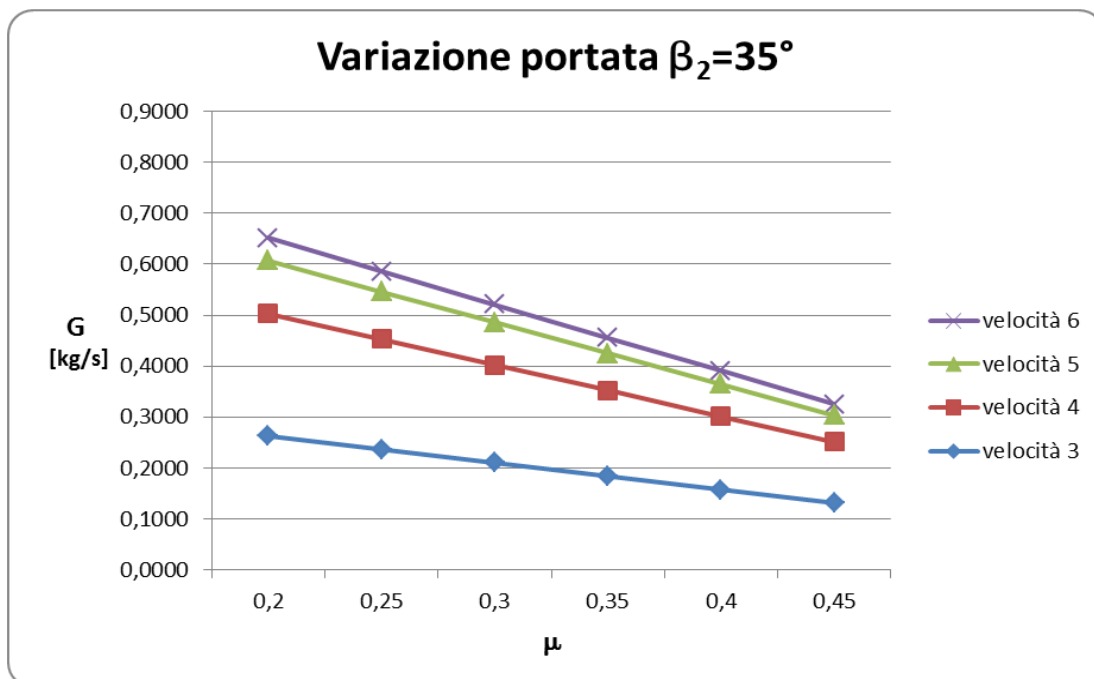
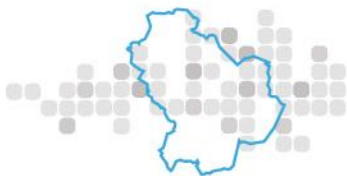


Fig. 2.6 Variazione della portata al variare di μ con $\beta_2 = 35^\circ$

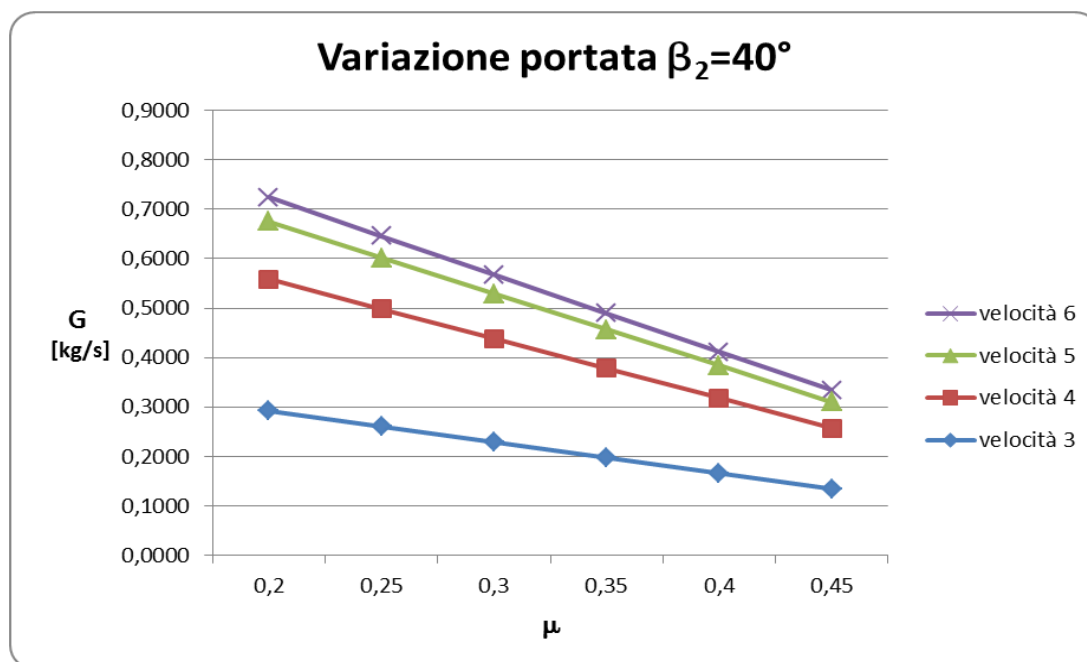
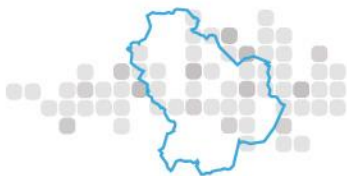


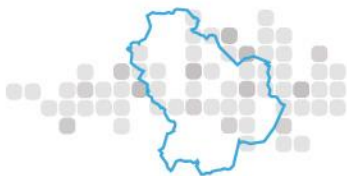
Fig. 2.7 Variazione della portata al variare di μ con $\beta_2 = 40^\circ$

All'aumentare del coefficiente di pressione μ si assiste ad una diminuzione della portata per valori di β_2 costanti, inoltre, si osserva che a parità di coefficiente di pressione μ si ottiene una portata maggiore per angoli costruttivi β_2 maggiori.

La scelta ottimale risulta dunque:

Angolo costruttivo $\beta_2 = 40^\circ$

Coefficiente di pressione $\mu = 0,20$

**2.4 Specifiche della girante progettata**

Caratteristiche geometriche			
Numero pale	z	6	
Rapporto Altezza/Diametro Uscita girante	l_2/d_2	0,2706	
Diametro uscita girante	d₂	0,3	[m]
Altezza pala uscita girante	l₂	0,0812	[m]
Diametro ingresso girante	d₁	0,2	[m]

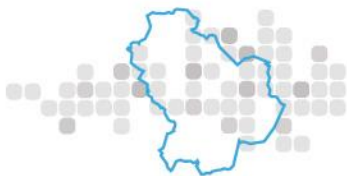
Tab. 2.3 Caratteristiche geometriche della girante progettata

Coefficienti di pressione e di portata			
Coefficiente di pressione	η	0,2	
Coefficiente di portata	η_2	0,3889	

Tab. 2.4 Coefficienti di pressione e di portata della girante progettata

Velocità in girante									
	u₂ [m/s]	c_{u2} [m/s]	c_{r2} [m/s]	c₂ [m/s]	w₂ [m/s]	u₁ [m/s]	c₁ [m/s]	w₁ [m/s]	G [kg/s]
velocità 3	8,7886	1,7577	3,4176	3,8431	7,8175	5,8591	8,3239	10,1792	0,2920
velocità 4	16,8232	3,3646	6,5420	7,3566	14,9644	11,2155	15,9336	19,4850	0,5590
velocità 5	20,3104	4,0621	7,8981	8,8815	18,0662	13,5403	19,2364	23,5240	0,6748
velocità 6	21,7948	4,3590	8,4753	9,5306	19,3866	14,5299	20,6423	25,2432	0,7241

Tab. 2.5 Moduli delle velocità della girante progettata



L'aumento medio di portata alle varie regolazioni rispetto alla girante attualmente montata sull'aspiratore GEMI è del 23,5%.

Attraverso i moduli di velocità ottenuti è stata ricavata la svergolatura della pala, determinando l'angolo compreso tra la direzione della velocità relativa in ingresso girante w_1 e la direzione della velocità assoluta c_1 . Una svergolatura della pala di 35° fa sì che la velocità relativa abbia direzione tangente al profilo della pala stessa.

Nei disegni che seguono si riportano le caratteristiche geometriche della girante progettata.

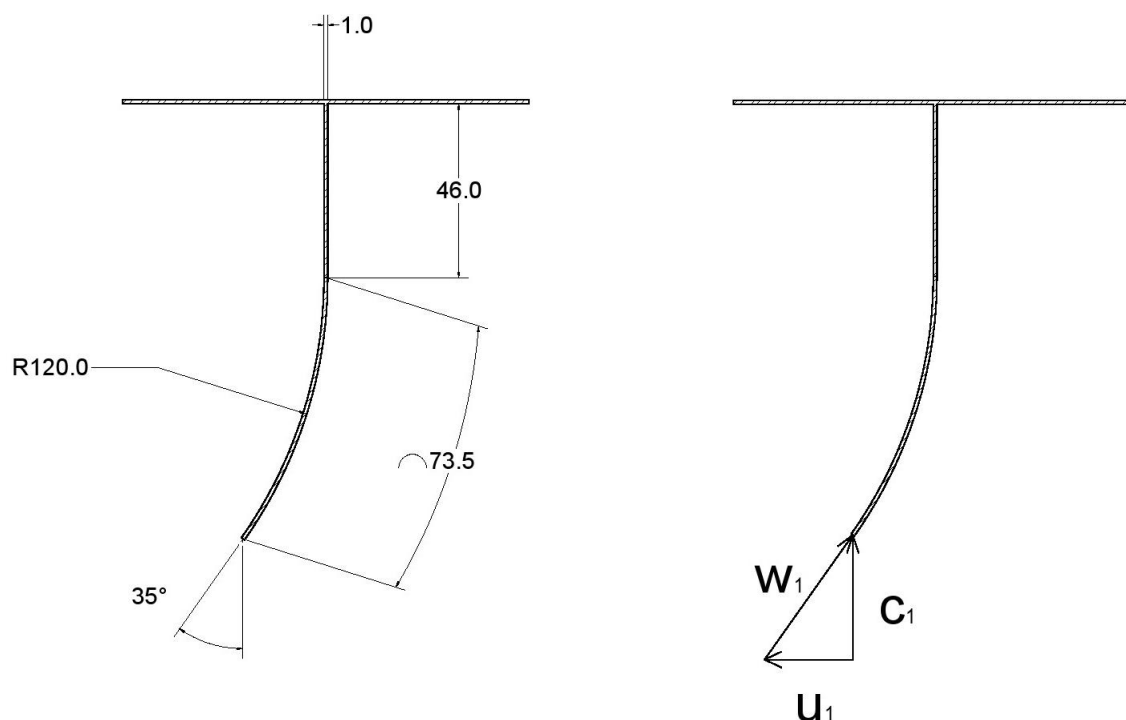


Fig. 2.8 Svergolatura pala nella sezione di ingresso flusso

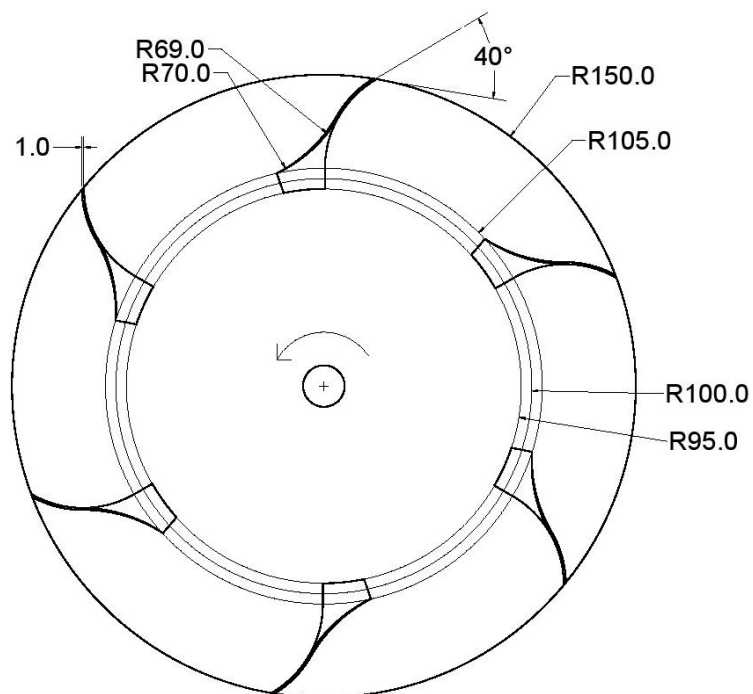
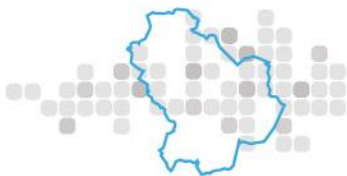


Fig. 2.9 Vista frontale della girante

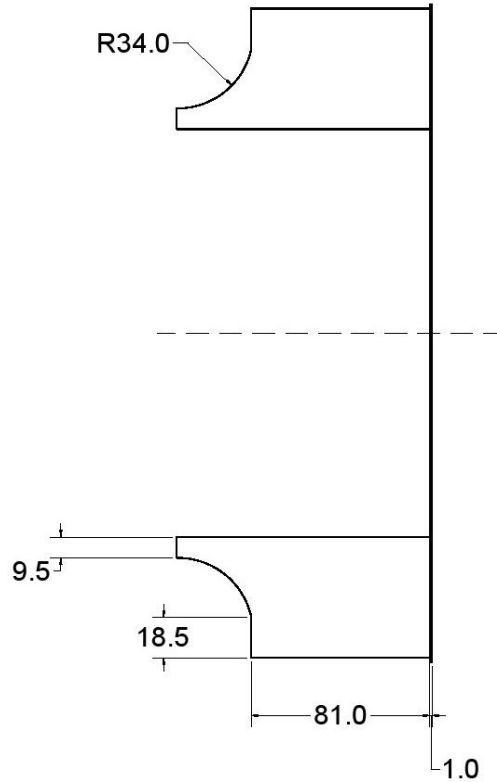


Fig. 2.10 Profilo della girante

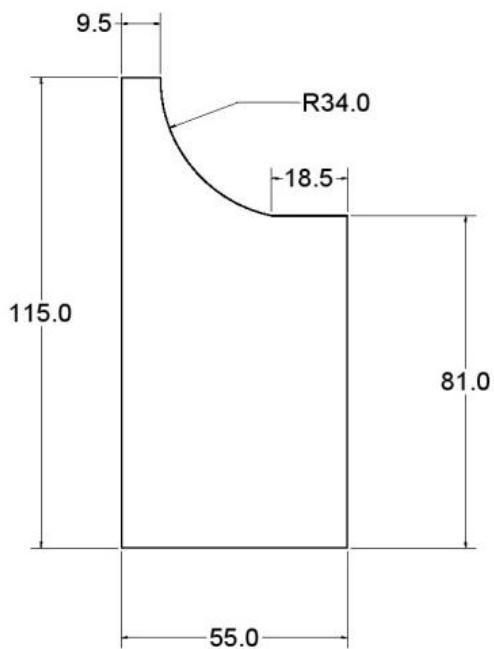
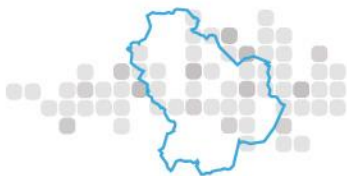


Fig. 2.11 Particolare pala

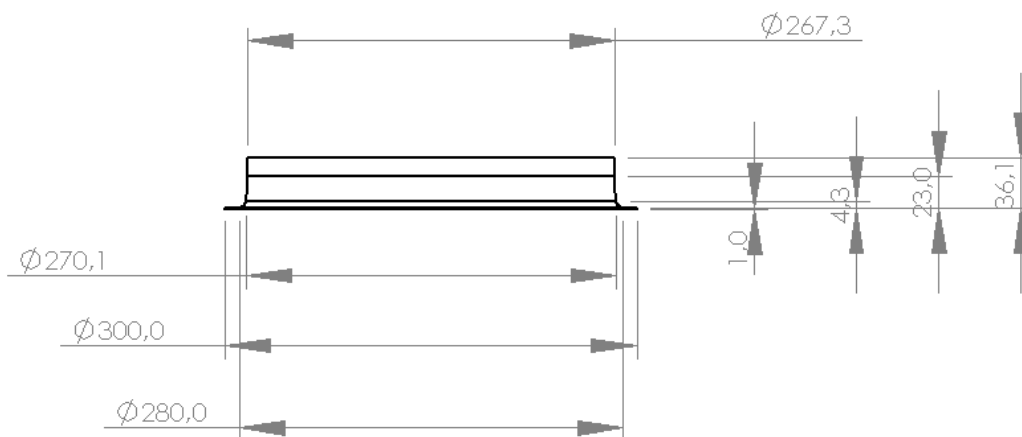


Fig. 2.12 Convogliatore

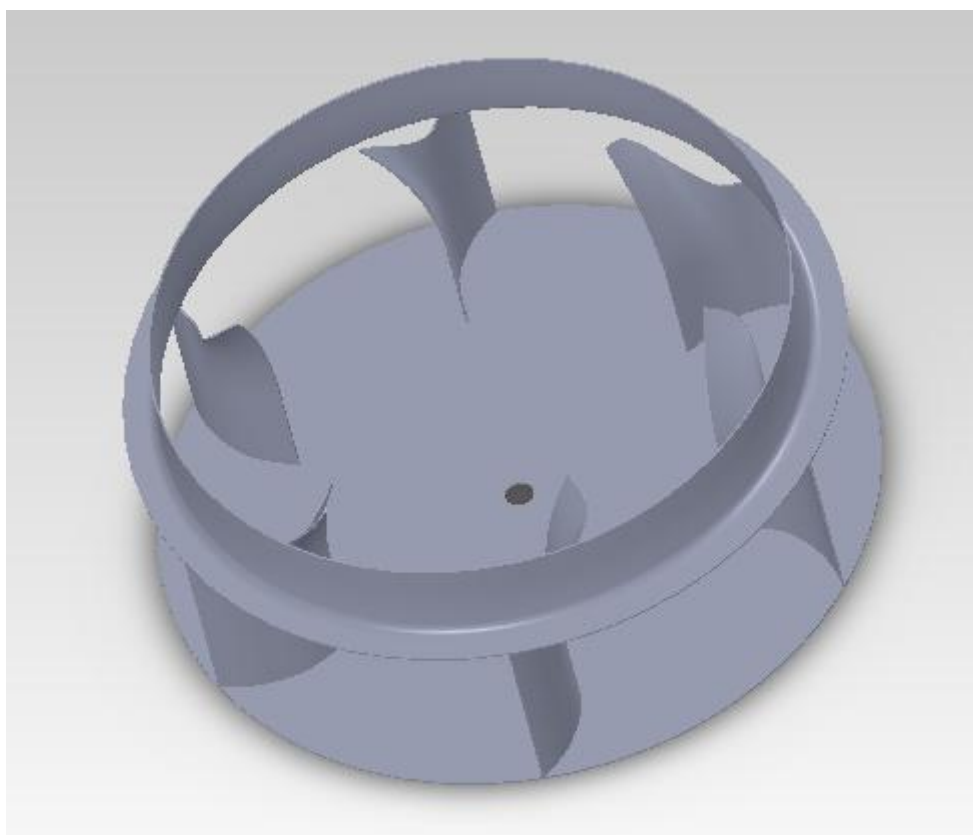
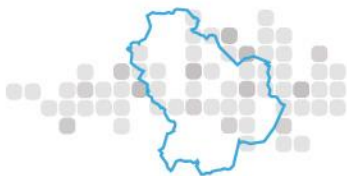


Fig. 2.13 Rendering della girante con convogliatore

3 Conclusioni

L'attività svolta è stata incentrata sulla progettazione, successivo sviluppo e messa a punto di un misuratore di portata specifico per il rilievo delle portate d'aria elaborate dall'aspiratore oggetto dell'attività. A valle della caratterizzazione del misuratore di portata, lo stesso è stato usato per il rilievo delle caratteristiche portata/prevalenza elaborate dal ventilatore nella varie velocità di funzionamento. Questi dati hanno consentito di effettuare la progettazione di una nuova girante in grado di incrementare la portata di fluido elaborata (a parità di velocità di rotazione della stessa) pur avendo dimensioni, quindi massa, inferiore a quelle della girante standard.