



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Ottimizzazione numerica e sperimentale di un
ventilatore centrifugo per cappe di estrazione fumi**

**Numerical and experimental optimization of a
centrifugal fan for smoke extraction hoods**

Relatore: **Chiar.mo**

Prof. Ricci Renato

Tesi di Laurea di:

Frascaria Vincenzo

Correlatore:

Dott. Ing. Renzo Mulattieri

A.A. 2025 /2026

INDICE

SOMMARIO	4
CAPITOLO 1: DISPOSITIVO DI ESTRAZIONE FUMI	5
1.1 Storia ed evoluzione	5
1.2 Il prodotto cappa	8
1.2.1 Classificazione e tipologie di installazione	9
1.2.2 Elementi principali	11
CAPITOLO 2: I VENTILATORI.....	15
2.1 Definizione e caratteristiche.....	15
2.2 Curve caratteristiche dei ventilatori	17
2.3 Classificazione dei ventilatori centrifughi in base alle pale.....	18
2.3.1 Girante a pale curvate in avanti	20
2.3.2 Giranti a pale curvate all'indietro	21
2.3.3 Giranti a pale radiali	22
2.4 Teoria dei ventilatori centrifughi	23
2.4.1 Le equazioni fondamentali	25
2.4.2 Condizioni per l'ingresso radiale.....	28
2.4.3 Grado di reazione	29
2.4.4 Caratteristiche per un numero infinito di pale	31
2.4.5 Caratteristiche per un numero finito di pale	32
2.4.6 Circolazione relativa.....	33
2.4.7 Teoria di Stodola	34
2.5 Caratteristiche adimensionali	35
2.6 Le perdite nei ventilatori centrifughi.....	36
2.6.1 Le perdite nella girante	36
2.6.2 Perdite per shock	36
2.6.3 Perdite dovute alla voluta	37
2.6.4 Le perdite volumetriche.....	38
2.6.5 Efficienza e tipologie di rendimento	38
2.7 Caratteristiche operative di un ventilatore centrifugo.....	39
2.7.1 Influenza del numero di pale	40

2.7.2 Effetti dovuti alla riduzione di portata.....	40
CAPITOLO 3: METODI NUMERICI NELLA FLUIDODINAMICA	42
3.1 Le equazioni fondamentali.....	42
3.1.1 La Conservazione della Massa	44
3.1.2 Approccio Lagrangiano ed Euleriano.....	45
3.1.3 Conservazione della Quantità di Moto	46
3.1.4 Equazione di bilancio di energia	48
3.1.5 Le equazioni di Navier-Stokes	50
3.2 I fenomeni turbolenti.....	51
3.2.1 Regimi di moto: laminare e turbolento.....	52
3.2.2 Proprietà e caratteristiche di un regime turbolento.....	53
3.2.3 Approcci numerici alla modellazione della turbolenza	54
3.2.4 L'approccio RANS	54
3.2.5 I modelli di turbolenza.....	56
3.2.6 Il modello K-Epsilon	57
3.2.7 Il modello k- ω	58
3.2.8 Il modello SST- ω (Shear Stress Transport)	59
3.3 Configurazione di una simulazione CFD	60
CAPITOLO 4: CONFIGURAZIONE E TEST AL BANCO PROVA	63
4.1 La normativa di riferimento	63
4.2 Configurazione del banco prova	64
4.3 Esecuzione di un test al banco prova	68
CAPITOLO 5: OTTIMIZZAZIONE E VALIDAZIONE DI VENTILATORI CENTRIFUGHI.....	72
5.1 Schema delle attività svolte.....	72
5.2 Descrizione dei convogliatori e analisi delle prestazioni.....	74
5.2.1 Valutazione delle prestazioni iniziali al banco prova.....	80
5.3 Sviluppo del modello CFD e confronto con i dati al banco	85
5.3.1 Preparazione del modello ed impostazione del mesh.....	85
5.3.2 Impostazione della fisica	93
5.3.3 Validazione del modello numerico.....	96
5.4 Elementi scelti per l'ottimizzazione del sistema ETB 140	105

5.5 Lo studio effettuato sulla girante.....	106
5.5.1 I parametri scelti per l'ottimizzazione	107
5.5.2 Ottimizzazione degli angoli caratteristici	107
5.5.3 La prima girante: VF1 80-120	109
5.5.4 La seconda girante: VF2 90 -140	122
5.5.5 La terza girante: VF3 80-125	135
5.5.6 La modifica del numero di pale.....	148
5.5.7 La quarta girante: VF4 80-125 con 51 pale.....	149
5.6 Lo studio svolto sul setto.....	160
5.6.1 ETB 140 senza setto	163
5.6.2 Il nuovo setto: ETB 140 con setto V2	173
5.7 Analisi delle configurazioni del setto V2 e giranti progettate.....	185
5.8 Validazione sperimentale mediante prove in cappa.....	190
5.8.1 Validazione delle giranti con la cappa Kitty	192
5.8.2 Validazione configurazioni V2-giranti con la cappa Kitty.....	197
CAPITOLO 6: CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	204
RINGRAZIAMENTI.....	206
INDICE DELLE FIGURE.....	208
INDICE DELLE TABELLE	216

SOMMARIO

Il presente lavoro di tesi è stato svolto presso l'azienda Elica S.p.A., leader globale nella produzione di sistemi di aspirazione e filtraggio ad uso domestico e leader europeo nel settore dei motori elettrici per elettrodomestici e caldaie da riscaldamento.

Il progetto è stato sviluppato con l'obiettivo di analizzare e individuare possibili miglioramenti fluidodinamici all'interno di un gruppo convogliatore-girante, oltre a ridefinirne le procedure di progettazione interne. Lo scopo finale è quello di incrementare le prestazioni del sistema, sostituire i componenti ormai obsoleti e prevenire o correggere eventuali errori durante le fasi di progettazione.

L'elaborato è strutturato in una prima fase descrittiva dei dispositivi di estrazione fumi, e dell'azienda ospitante. Successivamente, vengono definite alcune nozioni teoriche relative ai ventilatori, all'aerodinamica, alla fluidodinamica computazionale (CFD) e alle procedure di test al banco prova, utili per la comprensione dello studio svolto. In seguito, viene descritto il processo di ottimizzazione dell'elemento oggetto di analisi, considerando i parametri necessari e le prove sperimentali effettuate. Infine, sono presentati i risultati ottenuti e vengono definiti possibili sviluppi e spunti per studi futuri.

CAPITOLO 1: DISPOSITIVO DI ESTRAZIONE FUMI

In questo capitolo vengono introdotti i dispositivi di estrazione fumi utilizzati nelle cappe aspiranti da cucina, analizzandone le caratteristiche principali e le soluzioni più diffuse. Tali sistemi risultano fondamentali per garantire la corretta evacuazione dei fumi e degli odori generati durante la cottura, migliorando la qualità dell'aria ed il comfort ambientale.

L'attenzione è rivolta alla descrizione del principio di funzionamento di tali sistemi di aspirazione, un approfondimento sulle diverse tipologie di cappe e le configurazioni costruttive. In questo contesto si inserisce l'attività dell'azienda ELICA S.p.A., attiva dal 1970 nella progettazione, produzione ed ottimizzazione di cappe aspiranti, con la quale è stato possibile collaborare per lo svolgimento di questo lavoro di tesi.

1.1 Storia ed evoluzione

L'azienda, fondata nel 1970 da Ermanno Casoli a Fabriano (AN), è a capo di una multinazionale leader globale nella progettazione e realizzazione di elettrodomestici dedicati alla cucina. Parallelamente, tramite la società EMC FIME, è leader europeo nella progettazione, produzione e commercializzazione di motori elettrici per cappe e caldaie per riscaldamento (Figura 1.1).



Figura 1.1: Ermanno Casoli

Tramite i suoi prodotti, la società si è sempre distinta sul mercato per la particolare attenzione verso il design, i materiali e all'integrazione di nuove tecnologie, tali da garantire le massime prestazioni e riduzione di rumore e consumi.

In seguito ai successi ottenuti nel tempo, a partire dalla presentazione del primo aspiratore d'aria e la partnership con la Philips, avvenuta a Parigi nel 1972, Elica ha costantemente ampliato il proprio bagaglio tecnico e la presenza nei mercati internazionali. È riuscita a differenziarsi puntando sull'esperienza d'uso e le tecnologie utilizzate, trasformando la cappa da semplice elemento funzionale a vero e proprio elemento di arredo e design.

Attualmente, il Gruppo è costituito da circa 2800 dipendenti, distribuiti tra il quartier generale situato a Fabriano e i sette stabilimenti produttivi, situati in Italia, Polonia, Messico e Cina. Attraverso le società appartenenti alla Elica Corporation (Elica Group Polska, Elicamex, Airforce, Aria fina e EMC FIME), gestisce un portafoglio globale capace di rispondere alle varie esigenze dei mercati di riferimento (Figura 1.2).[1]

A livello produttivo, la società vanta una produzione annua media di circa 17 milioni di pezzi tra cappe e motori, tali da garantire ricavi pari a 460.6 milioni di euro (Fonte: ANSA [2]).

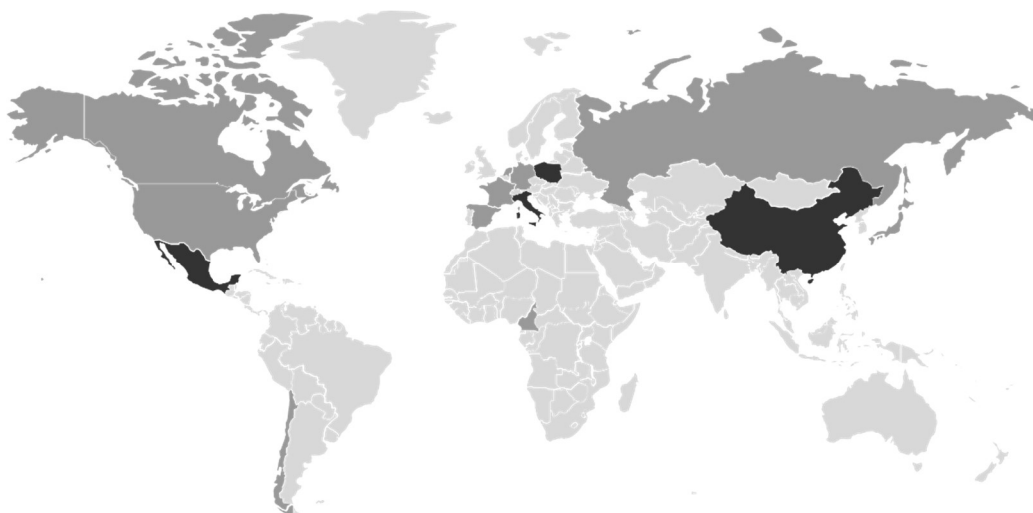


Figura 1.2: Elica nel mondo

A livello strutturale, il Gruppo, quotato in borsa dal 2006 nel mercato azionario italiano di Milano, opera attraverso due divisioni principali: area COOKING e area MOTORI. Tramite la prima, Elica progetta, produce e commercializza cappe e piani

cottura/aspiranti sia a marchio proprio, sia per i principali brand del settore (quali IKEA, Bosch, Siemens, Electrolux, ecc.). Con la seconda, progetta, produce e commercializza motori per elettrodomestici, cappe e caldaie da riscaldamento.

Tutti i prodotti vengono testati presso l'Elica Propulsion Laboratory (EPL), centro d'eccellenza completamente dedicato al prodotto cappa e ai piani aspiranti e certificato secondo la normativa UNI EN ISO 17025:2018. In questo laboratorio è possibile effettuare tutti i test necessari all'analisi di portata d'aria, durata e acustica.

Nel 2013, l'EPL (Figura 1.3), ha ottenuto la certificazione ILAC-MRA Accredia, che ne riconosce la competenza tecnica e formale in merito ad attività di ispezione, prova e taratura per il rilascio di certificazioni valide a livello internazionale. Tali standard sono stati supportati attraverso diversi brevetti, tra i quali l'EDS3 (Elica Deep Silence) e l'EDS3 Plus, capaci di abbassare i livelli sonori delle cappe del 40%, e Synairgy, che garantisce l'ottimizzazione delle prestazioni, il rumore ed i consumi tramite l'abbattimento delle vibrazioni elettromeccaniche.[1][3]



Figura 1.3: Elica Propulsion Laboratory (EPL)

I principali test che si possono effettuare all'interno del laboratorio comprendono:

- Performance test;
- Test su efficienza e consumo energetico;
- Test sul rumore;
- Test sulla qualità del prodotto;
- Test sull'imballaggio;

- Test di compatibilità elettromagnetica;
- Test di sicurezza (EN/IEC 60335-1; EN/IEC 60335-2-31; UL507; UL1004; CSA C22.2 n°113);
- Certificazioni CB, CE e UL/cULus-National Marks. [1][3]

1.2 Il prodotto cappa

La cappa è un elettrodomestico concepito per eliminare i fumi della combustione, i vapori e i cattivi odori generati durante la cottura dei cibi, la cui inalazione può indurre danni alla salute dell'uomo. Originariamente, venne pensata e progettata in maniera molto basilare, ovvero *a tiraggio naturale* (semplici camini collegati ad uno sfogo presente nel muro). In seguito, con l'avvento delle nuove tecnologie e il bisogno di soddisfare esigenze sempre più elevate, venne migliorata e dotata di motori elettrici collegati a delle ventole, capaci di aumentarne gli effetti di filtraggio e trasporto d'aria. Si passò, quindi, alle cappe *ad aspirazione forzata*. Oltre ciò, fu introdotta anche l'illuminazione, utile a migliorare l'esperienza d'uso dell'utente. Col passare del tempo, la cappa si è trasformata in un vero e proprio elemento di arredo e di design, adeguandosi alle correnti stilistiche e alle tecnologie del momento (Figura 1.4).



Figura 1.4: Cappa ad aspirazione naturale e forzata

La scelta del dispositivo corretto è fondamentale per assicurare adeguate prestazioni e filtraggio dei cattivi odori nell'ambiente in cui deve essere installata. È possibile determinare il prodotto ideale seguendo delle linee guida, basate sulle dimensioni della cucina e la tipologia di utilizzo:

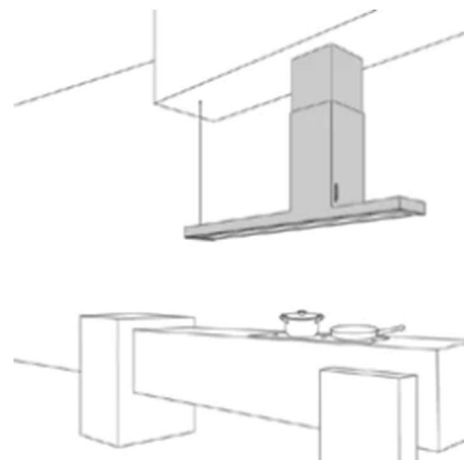
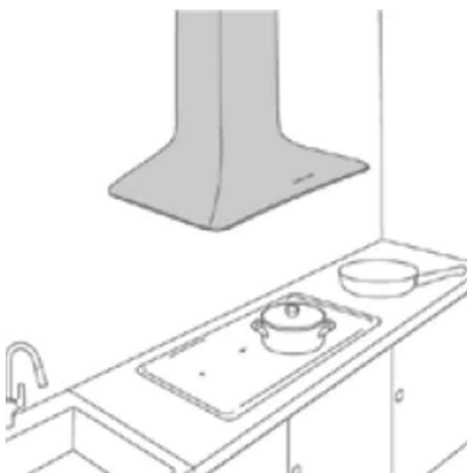
- 200-300 m³/h, nel caso in cui la cucina viene utilizzata da uno-due persone per la preparazione di pasti veloci;
- 300-400 m³/h nel caso in cui la cucina è di medie dimensioni ed è utilizzata da una famiglia di 3-4 persone;
- Superiore a 400 m³/h, nel caso in cui si ha una cucina ampia e utilizzata da una famiglia numerosa.

Per un funzionamento ottimale, deve essere attivata durante le prime fasi di cottura alla velocità più bassa, aumentandone l'aspirazione durante le fasi in cui si generano più vapori e fumi. Infine, dopo aver terminato la cottura, è buona norma lasciarla attiva alla velocità più bassa per alcuni minuti.[3]

1.2.1 Classificazione e tipologie di installazione

Come definito precedentemente, le cappe in commercio presentano caratteristiche che le permettono di essere scelte per qualsiasi tipologia di montaggio e condizione d'uso. Partendo dalla prima, le tipologie più comuni sono:

- A PARETE, installata sulla parete sopra il piano cottura;
- A ISOLA, in cui il piano cottura è posizionato al centro della stanza;
- A ANGOLO, se la cucina è sviluppata tra due pareti, con i fuochi in prossimità dell'angolo formato tra le stesse;
- A INCASSO, se inserita all'interno di un pensile.



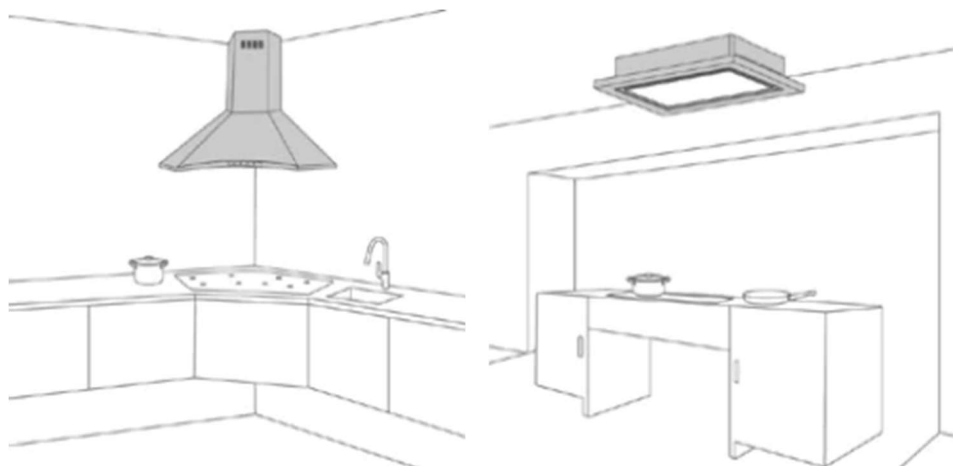


Figura 1.5: Tipologie di installazione per cappe

Oltre a questa classificazione, è importante definire due modalità di utilizzo:

- **CAPPA ASPIRANTE:** è la più comune; prevede che i fumi e i vapori vengano espulsi fuori dall'abitazione tramite un camino collegato a un foro presente nella parte superiore della cucina. Nonostante la sua semplicità, è molto utilizzata per le ottime prestazioni, alta portata, basso rumore e manutenzione semplice. L'unico difetto rilevante risiede proprio nel foro presente nel muro, che limita la capacità di espulsione dei fumi. Questo è dovuto al limitato diametro dei fori di uscita (120-150 mm), e le possibili perdite di carico generate dalle tubazioni e rispettive deviazioni per collegare il prodotto al foro stesso
- **CAPPA FILTRANTE:** non richiede tubazioni, ma vengono caratterizzate da filtri che catturano l'aria, la filtrano e la reintroducono nell'ambiente. In questo caso, la limitazione risiede nella manutenzione dei filtri, da sostituire secondo le istruzioni imposte dal costruttore per avere le massime prestazioni (Figura 1.6).[3]



Figura 1.6: Differenza tra cappa aspirante (a destra) e cappa filtrante (a sinistra)

1.2.2 Elementi principali

Una cappa moderna è caratterizzata da diversi componenti, utili a garantire gli scopi per cui è progettata (Figura 1.7). Questi moduli funzionali sono:

- CAMINO (elemento in cui sono presenti le tubazioni per il passaggio dell'aria);
- GRUPPO MOTORE-GIRANTE-CONVOGLIATORE (denominato AGR);
- COMANDI (con il quale l'utente interagisce col prodotto);
- FILTRI (utili a filtrare odori/grassi/condensa);
- ILLUMINAZIONE.

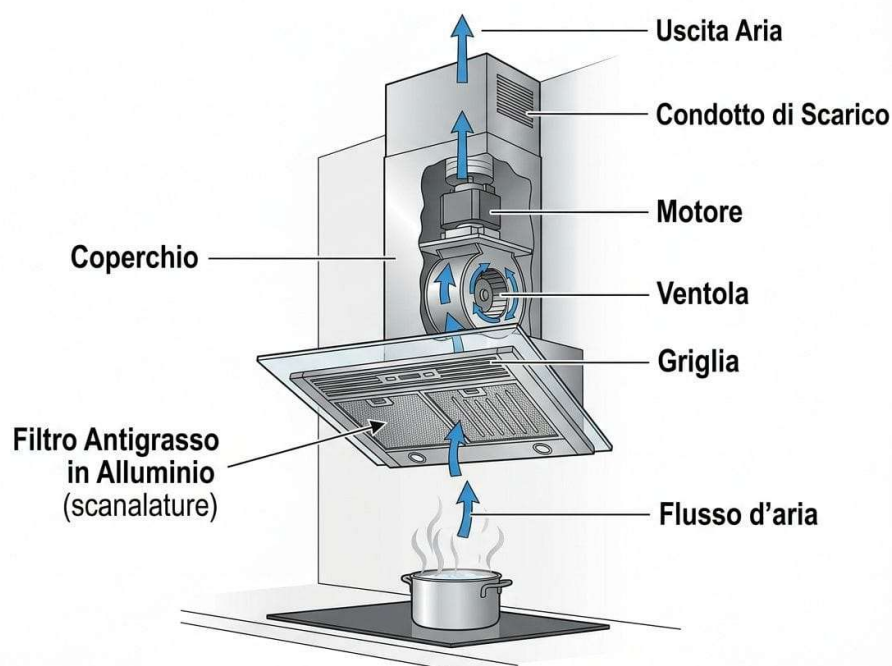


Figura 1.7: Esploso di una cappa aspirante moderna

I componenti che la caratterizzano dal punto di vista delle prestazioni e modalità d'uso sono due: il gruppo filtri e il gruppo AGR.

Per quanto riguarda il gruppo filtri, si possono avere due configurazioni, il FILTRO GRASSI e il FILTRO ODORI. Il primo (Figura 1.8), è sempre presente in ogni tipologia di cappa e viene posizionato all'ingresso della cappa. Il suo intento è quello di trattenere le particelle di grasso generate nella fase di cottura, proteggendo il prodotto e le componenti interne. Possono essere realizzati in materiale sintetico, in alluminio o in acciaio inox (con la possibilità di essere lavati e riutilizzati).



Figura 1.8: Filtro grassi

Nel caso dei filtri odori (Figura 1.9), lo scopo è contenere gli odori presenti nell'aria. È utilizzato nelle sole cappe filtranti ed è composto da un contenitore plastico che contiene granuli ai carboni attivi, capaci di rimuovere odori e vapori nell'aria. Devono essere sostituiti ogni 3-4 mesi di utilizzo, a eccezione di modelli denominati “Long Life”, con durata stimata di tre anni.



Figura 1.9: Filtro odori

Rispetto al sistema filtrante, il gruppo AGR costituisce il cuore fluidodinamico della cappa. Esistono diverse configurazioni, ma in generale, si hanno tre elementi chiave:

- MOTORE ELETTRICO
- CONVOGLIATORE
- GIRANTE

Nella maggior parte dei casi, i motori più utilizzati sono i tradizionali motori AC (a condensatore – poli schermati), e i motori BRUSHLESS. Nel caso dei motori AC, trovano largo utilizzo nelle cappe di fascia medio-bassa, dato il loro basso costo, con lo svantaggio di aumentare le vibrazioni e il rumore del prodotto. Al contrario, i brushless trovano largo utilizzo nelle cappe più moderne e nella fascia più alta. In questo caso, i benefici sono maggior risparmio energetico e regolazione, maggiore silenziosità e minore rumore e vibrazioni.

Oltre la scelta corretta del motore, è importante calibrare perfettamente l'interazione tra la **girante** (l'organo rotante che trasferisce energia al fluido), e il **convogliatore** (la

voluta che trasforma l'energia cinetica in pressione). Tutto ciò per ottimizzare le prestazioni e ottenere una buona efficienza del sistema.

Poiché il presente lavoro si focalizza sull'analisi di questi due elementi, la loro descrizione dettagliata viene affrontata nel capitolo successivo, in quanto vengono approfondite le basi teoriche del loro funzionamento, i criteri di progettazione e le metodologie di dimensionamento per raggiungere gli obiettivi prefissati. [3]

CAPITOLO 2: I VENTILATORI

2.1 Definizione e caratteristiche

I ventilatori sono macchine operatrici rotanti composte da una **girante**, dotata di palettatura, e da un **convogliatore**. Queste macchine utilizzano l'energia meccanica per mantenere un flusso continuo a una determinata pressione, senza variarne la densità. Lo scopo principale è spostare un volume d'aria con una pressione tale da vincere le resistenze del sistema in cui sono inseriti.

In generale, sono azionati tramite motori elettrici che permettono la trasformazione dell'energia meccanica in ingresso alle pale in **energia aeraulica** (flusso d'aria) in uscita.

Esistono diversi fattori che permettono di differenziare i ventilatori, tra i quali:

- Tipologia;
- Dimensioni;
- Portata e pressione richieste dal sistema;
- Ingombro;
- Efficienza (meccanica e fluidodinamica);
- Rumorosità;
- Costo.

Le categorie principali sono due:

- **VENTILATORI ASSIALI:** il flusso d'aria entra ed esce seguendo una direzione parallela all'asse di rotazione della girante. La forza esercitata dalle pale trasmette al fluido un aumento di pressione tale da vincere le perdite di carico del sistema. Il funzionamento è legato al numero di pale e al loro calettamento (angolo). In generale, vengono impiegati in sistemi che richiedono elevate portate a pressioni contenute (Figura 2.1)

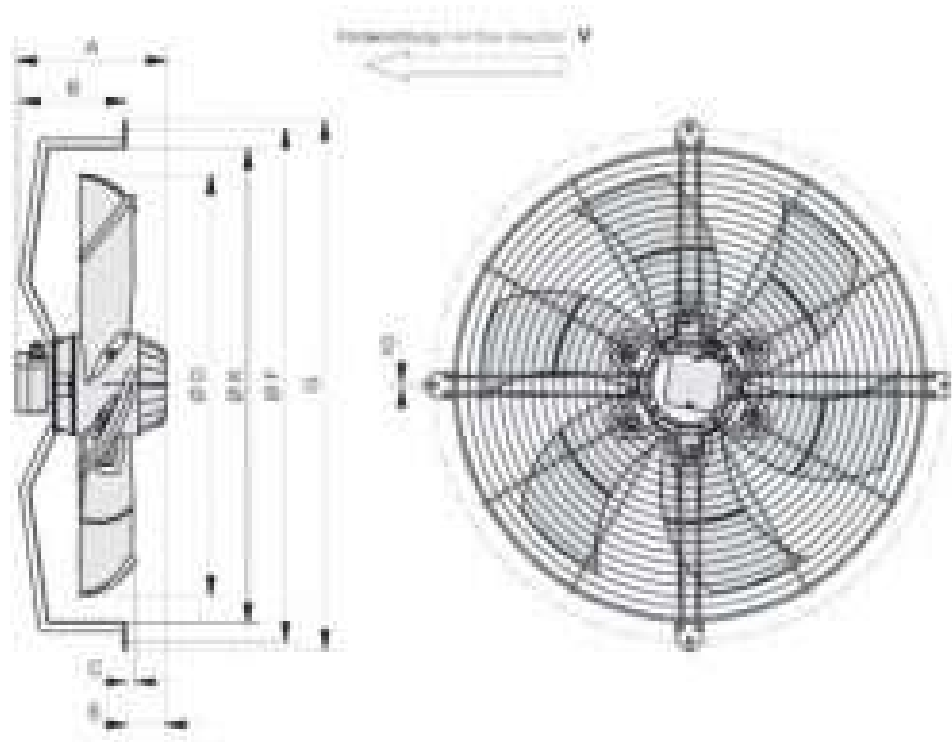


Figura 2.1: Esempio di ventilatore assiale [Fonte: Faet.it]

- **VENTILATORI CENTRIFUGHI (O RADIALI):** il flusso d'aria entra nella zona centrale della girante per poi fluire in direzione radiale attraverso le pale. L'incremento di pressione avviene per azione della forza centrifuga generata dalla rotazione della girante. Le pale possono avere diverse configurazioni, ovvero **a pale in avanti, rovesce (all'indietro) o radiali**, e, in base alla geometria adottata, variano le curve caratteristiche e le prestazioni del sistema (Figura 2.2);

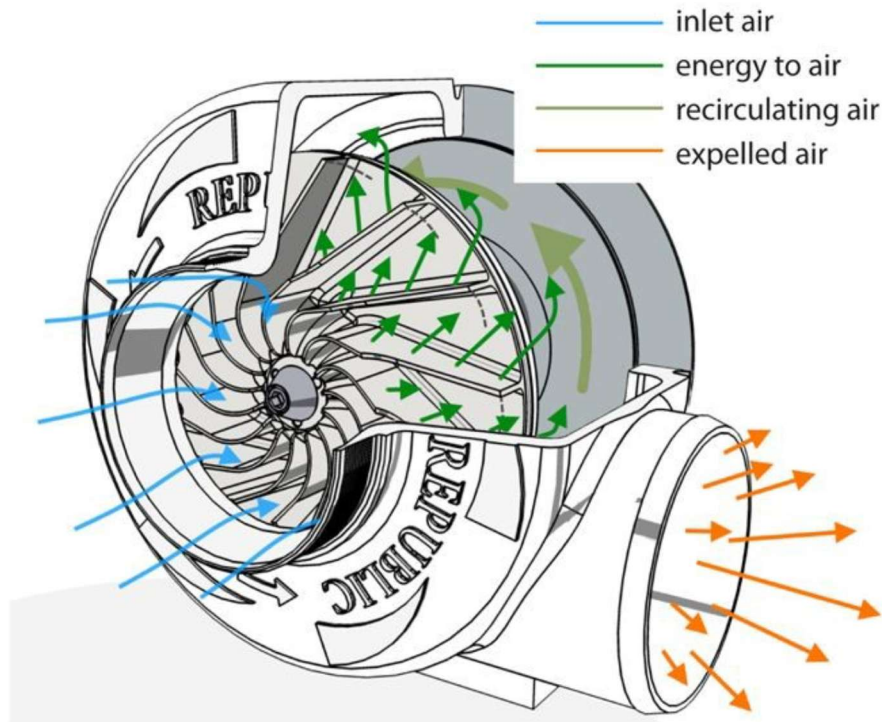


Figura 2.2: Esempio di ventilatore centrifugo [Fonte: www.ebmpapst.com]

A parità di prestazioni, i ventilatori centrifughi sono maggiormente utilizzati per ridurre la rumorosità alle alte velocità di rotazione o per ottenere un funzionamento ottimale ad alte pressioni di esercizio, con lo svantaggio di un maggiore ingombro.

Nel presente lavoro di tesi è stata analizzata la fluidodinamica di un ventilatore centrifugo, per studiarne il funzionamento e ottimizzare la geometria delle pale e del convogliatore. [4]

2.2 Curve caratteristiche dei ventilatori

Per capire come funziona un ventilatore e quali sono le sue prestazioni, bisogna considerare due fattori: la quantità d'aria che può spostare (chiamata **portata volumetrica Q**, misurata in m³/h) e la **pressione statica ΔP** che può generare (misurata in Pa). Spesso, viene considerato un terzo parametro, denominato **prevalenza H** (misurato in m), che indica la capacità del sistema di superare differenze di pressione e perdite di carico nel sistema.[4]

Queste grandezze possono variare molto in base alle condizioni operative o in base ai parametri costruttivi del ventilatore, ma sono legate tra di loro in relazione biunivoca, definita **curva caratteristica** (Figura 2.3). In tale curva si esprime la portata in ascissa e la variazione di pressione (o prevalenza), in ordinata.[4][5]

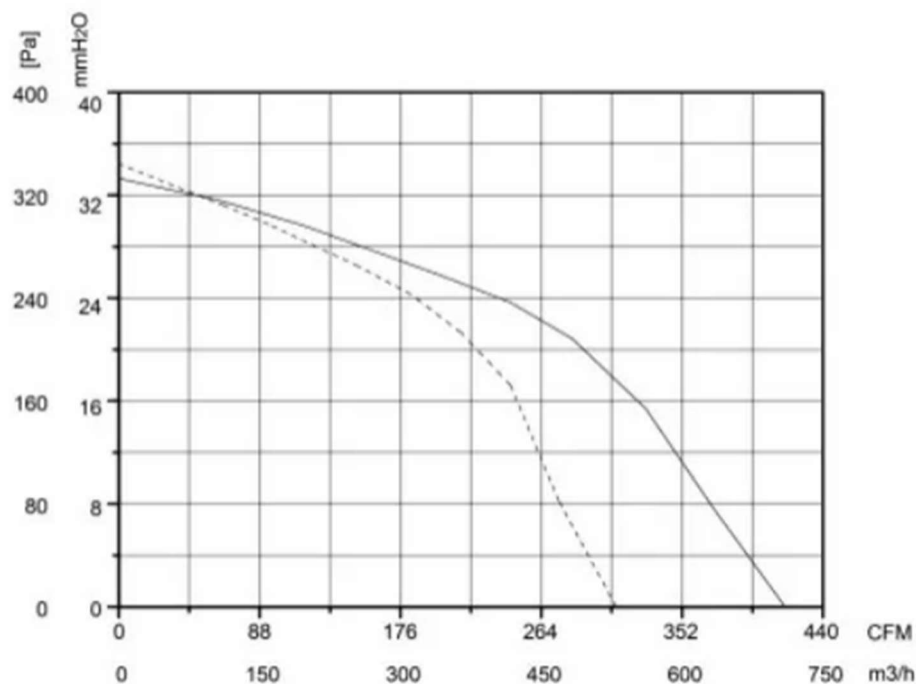


Figura 2.3: Esempio di curva caratteristica per un ventilatore centrifugo

La curva che si ottiene rappresenta tutti i punti di massima efficienza ottenibili per tali valori di portata e relativa pressione, così da dimensionare il sistema per lavorare nel punto di rendimento massimo, garantendo minor consumo energetico e maggiore efficienza fluidodinamica.

L'andamento delle curve dipende da diversi fattori, come la tipologia e numero di pale, oltre alla forma e le dimensioni del convogliatore.[4][5]

2.3 Classificazione dei ventilatori centrifughi in base alle pale

Come definito nel paragrafo precedente, un ventilatore centrifugo è costituito da due unità fondamentali: un involucro esterno a forma di chiocciola, denominato **convogliatore** (Figura 2.4), nel quale è inserita una **girante** (Figura 2.5), caratterizzata da un determinato numero di pale, disposte lungo la sua circonferenza. La chiocciola può avere una o più bocche di aspirazione assiali e una di mandata, disposta a 90° rispetto quelle precedenti.



Figura 2.4: Convogliatore centrifugo



Figura 2.5: La girante

Quando la girante viene posta in rotazione, le pale richiamano il fluido e per azione della forza centrifuga lo spingono nel senso di rotazione della girante.

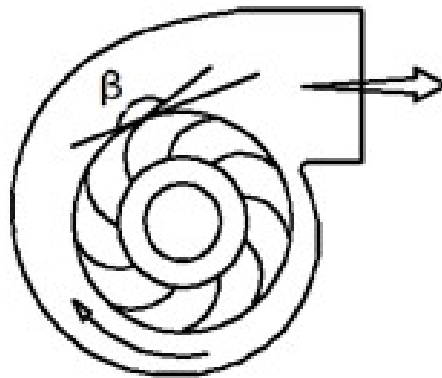
La chiocciola ha lo scopo di convertire la pressione dinamica generata dalla rotazione della girante in pressione statica, in modo tale da superare le perdite di carico del sistema. Un ruolo fondamentale è dato dalla forma delle pale, che determinano come la forza viene esercitata sul fluido e la quantità di energia esercitata allo stesso sotto forma di velocità.

La classificazione dei ventilatori centrifughi in base alle pale è legata a tre forme:

- PALE CURVATE IN AVANTI;
- PALE CURVATE ALL'INDIETRO;
- PALE RADIALI.[4][5][6]

2.3.1 Girante a pale curvate in avanti

Questa tipologia di girante è caratterizzata da un numero elevato di pale a corda ridotta, con concavità in direzione del senso di rotazione (Figura 2.6). A parità di prestazioni fluidodinamiche, questa configurazione può garantire elevate portate e pressioni a velocità di rotazioni contenute; tuttavia, ciò comporta un'efficienza più bassa.



(a) Forward Curved

Figura 2.6: Girante con pale curvate in avanti

Tali giranti trovano impiego in applicazioni che richiedono ingombri ridotti e pressioni significative, in particolare nel settore della ventilazione domestica (cappe aspiranti) e climatizzazione industriale. Sono soluzioni estremamente economiche ed ottimizzate qualora la silenziosità risulti un requisito fondamentale.

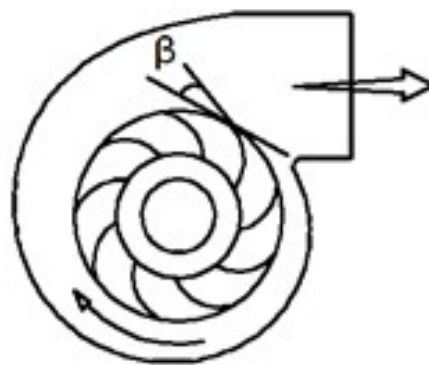
Tra i principali svantaggi si hanno l'elevata potenza assorbita in condizioni di prevalenza nulla (rischio di sovraccarico del motore) e la forte dipendenza alla geometria del convogliatore (voluta o coclea) in cui sono inserite.

A livello operativo, il campo di moto di questa girante presenta molte criticità: a causa delle elevate velocità operative, lavora in condizioni di stallo. Inoltre, il flusso in aspirazione non è assial-simmetrico con quello in mandata. Tali fenomeni, limitano di molto l'efficienza complessiva, che non supera il 40%.

La curva caratteristica di questa tipologia di girante presenta forti discontinuità nella zona in cui le portate sono molto basse. Questo è dovuto allo stallo delle pale e alla presenza di ricircoli tra le stesse.[4][5][6]

2.3.2 Giranti a pale curvate all'indietro

Questa tipologia di girante è caratterizzata da pale con concavità opposta al verso di rotazione. Inoltre, rispetto alla tipologia precedente, la palettatura può essere definita tramite l'utilizzo di veri e propri profili, largamente utilizzati in campo aerodinamico (Figura 2.8).



(b) Backward Curved

Figura 2.8: Girante con pale curvate all'indietro

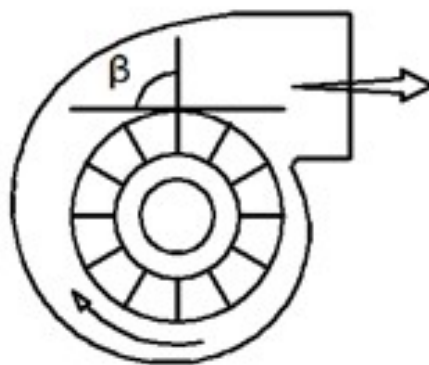
Tali giranti trovano largo impiego in soluzioni che richiedono portate medio-alte ed impianti di grandi dimensioni. Inoltre, rispetto alle pale in avanti, tendono a non sovraccaricare il motore a basse velocità di rotazione, nonostante operino a velocità operative più elevate e con conformazione molto più complessa della stessa, dovuta a pesi ed ingombri maggiori.

Queste caratteristiche fanno sì che l'efficienza totale sia molto più alta rispetto alla soluzione precedente, raggiungendo valori del 90% in condizioni estremamente favorevoli. Questa efficienza si manifesta anche nella curva caratteristica, molto più ripida e meno instabile della precedente.[4][5][6]

2.3.3 Giranti a pale radiali

Questa tipologia di girante è caratterizzata da una palettatura senza curvatura, tale da spingere il flusso radialmente nella direzione di uscita.

Rispetto alle soluzioni precedenti, sono utilizzate in condizioni che presentano carichi estremamente elevati, e per garantire maggiore stabilità costruttiva ed efficienza fluidodinamica, sono dotate di un anello di rinforzo. Tale anello ha lo scopo di evitare fenomeni di flessione che si possono presentare nella palettatura e garantire maggiore stabilità per alte velocità di rotazione. Inoltre, data la loro conformazione, trovano largo utilizzo in condizioni in cui il fluido risulti contaminato da polveri e detriti (Figura 2.8).



(c) Radial

Figura 2.8: Girante con pale radiali

La curva caratteristica di questa girante presenta un andamento molto lineare in base alla potenza erogata. Infatti, a livello fluidodinamico, l'efficienza erogata raggiunge picchi del 50-60%, più bassa delle giranti a pale curvate all'indietro ma più stabile (Figura 2.9).[4][5][6]

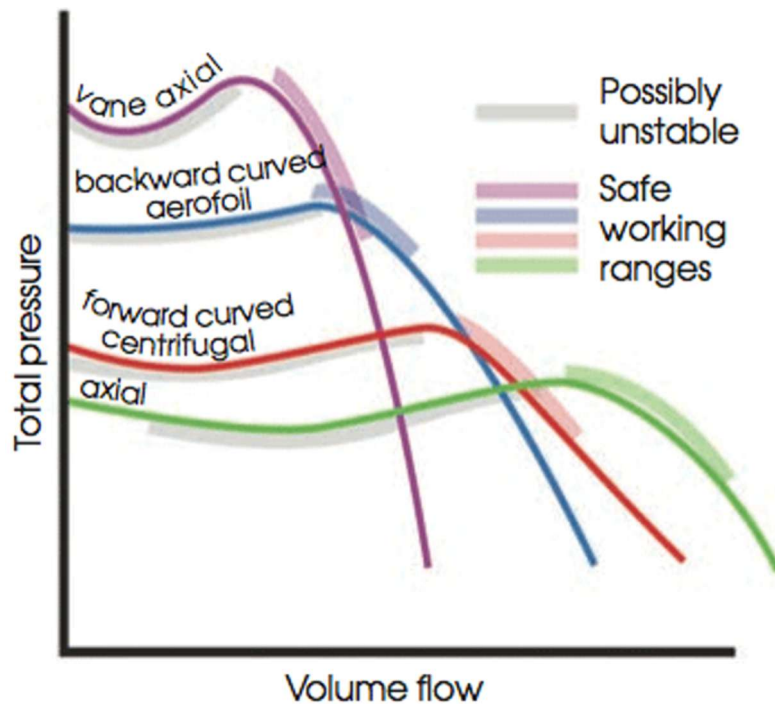


Figura 2.9: Curve caratteristiche per le giranti citate

2.4 Teoria dei ventilatori centrifughi

Nella progettazione di un assieme convogliatore-girante, è fondamentale definire le specifiche che si vogliono ottenere dal ventilatore, quali:

- portata volumetrica di aspirazione Q ;
- prevalenza (o pressione) per vincere le perdite di carico;
- vincoli dimensionali e ingombri.

In questi casi, la scelta del ventilatore adatto viene definita grazie alla conoscenza della teoria di base delle turbomacchine, che permette di stimare le prestazioni del ventilatore e soddisfare le esigenze del cliente.

Il primo passo consiste nel definire i **triangoli di velocità** (Figura 2.10), che rappresentano vettorialmente le componenti della vena fluida in ingresso e uscita della girante.

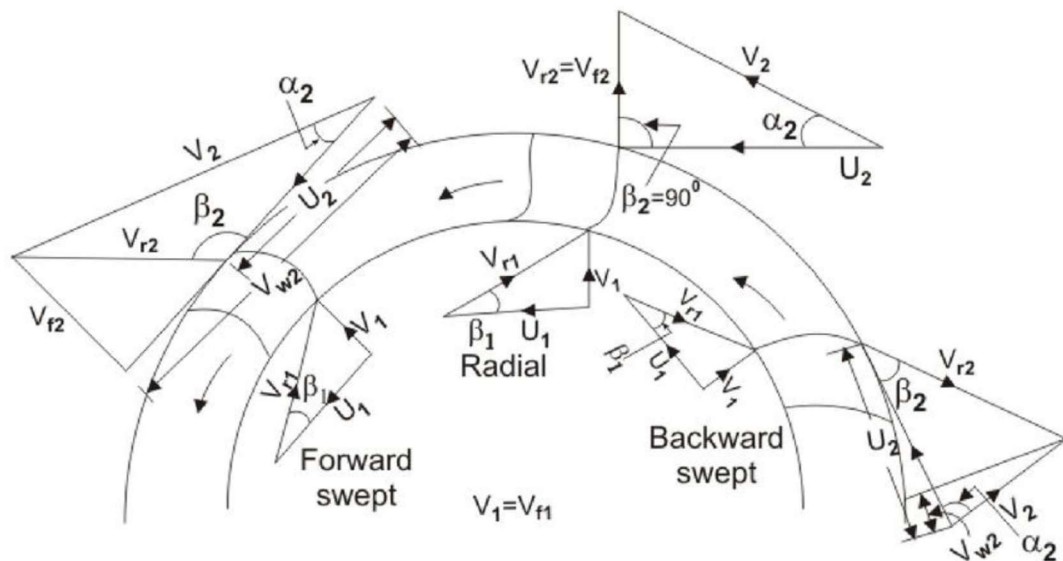


Figura 2.10: Esempio di triangoli di velocità per le diverse tipologie di pale

Le componenti con cui definire il campo di moto in ingresso (pedice 1), ed uscita (pedice 2) sono:

- u_1 e u_2 , che rappresentano le velocità tangenziali (o periferiche) trasmesse dalla girante;
- w_1 e w_2 , che rappresentano le velocità relative del fluido rispetto la girante;
- c_1 e c_2 che rappresentano la componente di velocità assolute rispetto al sistema di riferimento.

Di quest'ultima componente, possiamo evidenziare altre due componenti:

- c_m , che rappresenta la velocità radiale o meridiana (è la componente di c perpendicolare alla componente di velocità u); è direttamente proporzionale alla portata Q .
- c_u , che rappresenta la componente di c parallela alla componente u ; è legata alla pressione e definisce quanto lavoro viene esercitato sul fluido.

Oltre ai moduli di velocità, bisogna considerare altri due parametri che possono modificare l'interazione del fluido con il sistema e la sua progettazione, gli angoli β_1 e β_2 . Questi due valori rappresentano gli angoli con cui il flusso entra ed esce dalla paletta, e, in base al loro valore, possono modificare la velocità e la portata generata. Questi angoli sono formati dalla componente di velocità relativa w con la componente tangenziale u , e permettono di classificare le tipologie di giranti. Per giranti a pale in

avanti, il valore di β_1 varia tra i 75° e i 90° , mentre per β_2 varia tra i 120° e i 160° (Figura 2.11).[4][5]

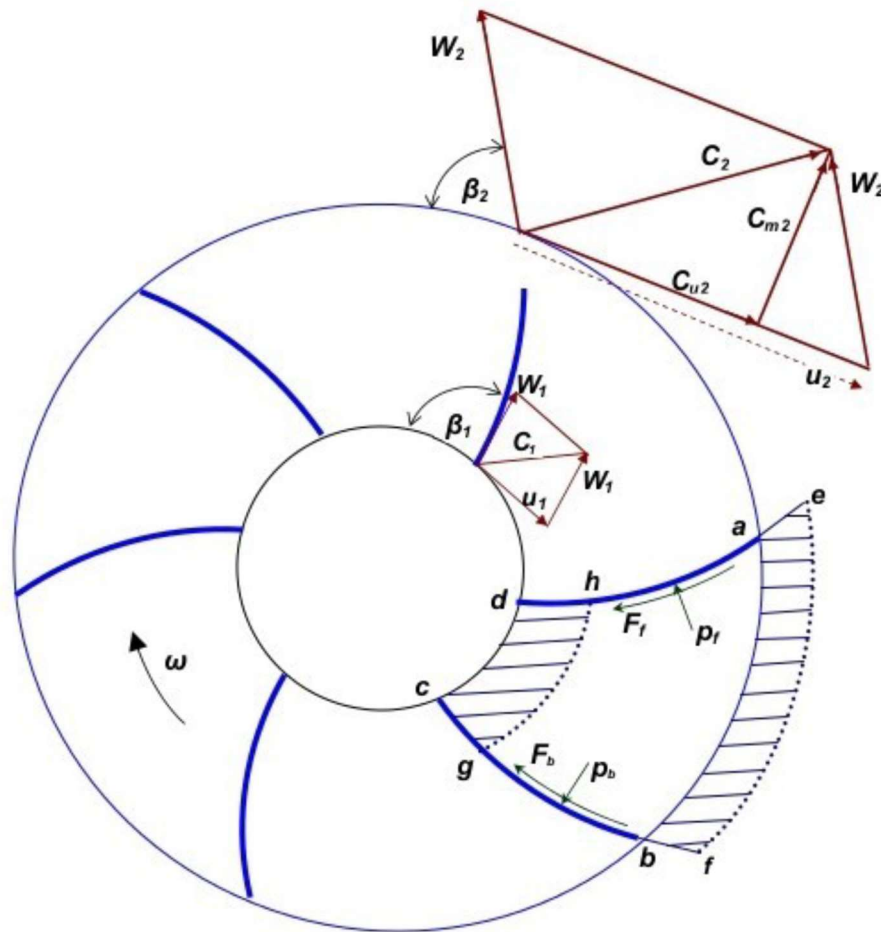


Figura 2.11: Componenti dei triangoli di velocità considerate

2.4.1 Le equazioni fondamentali

Partendo dalla spiegazione dei triangoli di velocità e la figura, si può fare un'analisi più approfondita sulle equazioni fondamentali delle turbomacchine.

Inizialmente, si considera la massa m rotante attorno all'asse della girante, posta ad una distanza r dallo stesso e con velocità tangenziale v . Si forma così un momento angolare pari a $mr v$. Se si considera un fluido in movimento continuo, si può parlare di flusso di massa come dm/dt . Si definisce così il momento M come:

$$M = \frac{dm}{dt}rv = qrv \quad (2.1)$$

Se si applica questo momento ad una girante centrifuga come quella in figura e riportandolo rispetto alla velocità periferica del fluido c_u , la formula diventa:

$$M = qrc_u \quad (2.2)$$

La massa di fluido che occupa lo spazio tra le pale è quella presente nella figura di riferimento, ovvero la zona ABCD. Dopo un intervallo di tempo infinitesimo dt , il fluido occuperà la zona EFGH. La variazione di massa dm dell'elemento fluido ABFE uscente è equivalente alla massa dell'elemento CDHG che entra nella girante durante lo stesso periodo di tempo. Il volume di fluido in ABGH rimane nella stessa posizione, così da non variare il suo momento angolare, il cui incremento è dovuto agli elementi entranti ed uscenti.

Detto ciò, partendo dall'equazione (2.2), applicata in ingresso e in uscita della pala, si trova che:

$$M = q[r_2c_{u2} - r_1c_{u1}] \quad (2.3)$$

con r_1 ed r_2 che sono rispettivamente i raggi di ingresso e uscita della girante.

Se si vuole considerare il flusso di massa totale dell'intera girante, si ottiene la seguente equazione:

$$q = Q\rho \quad (2.4)$$

con ρ che rappresenta la densità del fluido.

Se si combinano le equazioni definite precedentemente, si può ricavare una nuova definizione per il momento M :

$$M=Q\rho[r_2C_{u2} - r_1c_{u1}] \quad (2.5)$$

Di conseguenza, la potenza consumata dalla ventola risulta uguale al lavoro meccanico esercitato nell'unità di tempo:

$$P=M\omega \quad (2.6)$$

Con ω che corrisponde alla velocità angolare.

Se si combinano le equazioni (1.5) e (1.6), si ottiene:

$$P=Q\rho\omega[r_2c_{u2} - r_1c_{u1}] \quad (2.7)$$

Ricordando che $\omega r = u$, si ottiene:

$$P=Q\rho[u_2c_{u2} - uc_{u1}]=\rho gH_t \quad (2.8)$$

con H_t che corrisponde alla prevalenza, calcolabile secondo la seguente equazione:
 $H_t=[u_2c_{u2} - uc_{u1}]/g$.

La potenza che viene erogata dalla girante sul flusso viene definita dalla relazione

$P=p_tQ$, con p_t che definisce l'incremento di pressione totale teorica attraverso la girante.

Se nel sistema non si verificano perdite, si può scrivere L'EQUAZIONE DI EULERO, importante per determinare la pressione totale teorica del ventilatore:

$$\Delta p_t = \rho[u_2c_2 - uc_{u1}]=\rho gH_t \quad (2.9)$$

Sviluppata con le componenti di velocità, assume la forma:

$$\Delta p_t = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (2.10)$$

Questa forma permette di evidenziare i termini generati dall'effetto centrifugo, alla variazione di velocità relativa e alla variazione dell'energia cinetica del fluido. Inoltre, la somma dei primi due termini indica l'aumento di pressione statica, il terzo l'aumento di pressione dinamica.[4][5]

2.4.2 Condizioni per l'ingresso radiale

All'ingresso della girante, il flusso non possiede la componente di velocità periferica. Si ottiene, quindi, che l'incremento di pressione totale teorica vale:

$$\Delta p_t = \rho u_2 c_{u2} \quad (2.11)$$

Per semplificare le equazioni successive, si può fare un'ulteriore semplificazione. Si definisce il termine adimensionale $\tau = c_{2u} = u_2$. Sostituendo nell'equazione precedente, si ottiene che la pressione viene definita solo in funzione della velocità periferica u_2 :

$$\Delta p_t = \rho u_2 \tau \quad (2.12)$$

Il termine adimensionale τ dipende solo dall'angolo delle pale α_2 (angolo tra c_{u2} e u_2), e dall'angolo di uscita del flusso β_2 : [4][5]

$$\tau = \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (2.13)$$

2.4.3 Grado di reazione

Le prestazioni di un ventilatore dipendono dall'intensità della pressione statica generata dalla ventola e dalla quota di pressione dinamica che viene recuperata e trasformata in statica. Questo processo comporta la generazione della maggior parte delle perdite che si verificano nel sistema; quindi, deve essere mantenuto il più basso possibile. Per verificare tale condizione, si introduce un parametro, denominato **grado di reazione**:

$$r = \frac{\Delta p_{statico}}{\Delta p_{totale}} \quad (2.14)$$

Dall'equazione (2.10), sappiamo che:

$$\Delta p_{statico} = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right] \quad (2.15)$$

Rielaborando tale relazione e ricordando che, per $c_{u1} = 0$, $c_1^2 = w_1^2 - w_2^2$, si ottiene:

$$\Delta p_{statico} = \frac{\rho}{2} [u_2^2 - w_2^2 + c_1^2] \quad (2.16)$$

Il grado di reazione può essere scritto come:

$$r = \frac{\Delta p_{statico}}{\Delta p_{totale}} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_1^2}{2 u_2 c_2} \quad (2.17)$$

Per semplificare lo studio, si può considerare la componente di velocità assoluta in ingresso $c_1 = c_{1m} = c_{2m}$, ragionevole per giranti di medie dimensioni. Svolgendo i calcoli algebrici, si ottiene che:

$$r = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{c_{u2}}{u_2} \right) \quad (2.18)$$

Tramite quest'ultima relazione, si ottiene come varia r al variare dell'angolo delle pale. Se si considerano dei ventilatori in serie con velocità periferiche simili, stessi diametri e stessi spessori delle pale, si ottiene anche l'uguaglianza della componente cm . Fissando questo valore, e variando l'angolo delle pale, si ottengono angoli di velocità simili a quello preso come punto di partenza per la spiegazione. Inoltre, sarà possibile relazionarli con la quota di pressione statica rispetto a quella totale (Figura 2.12).

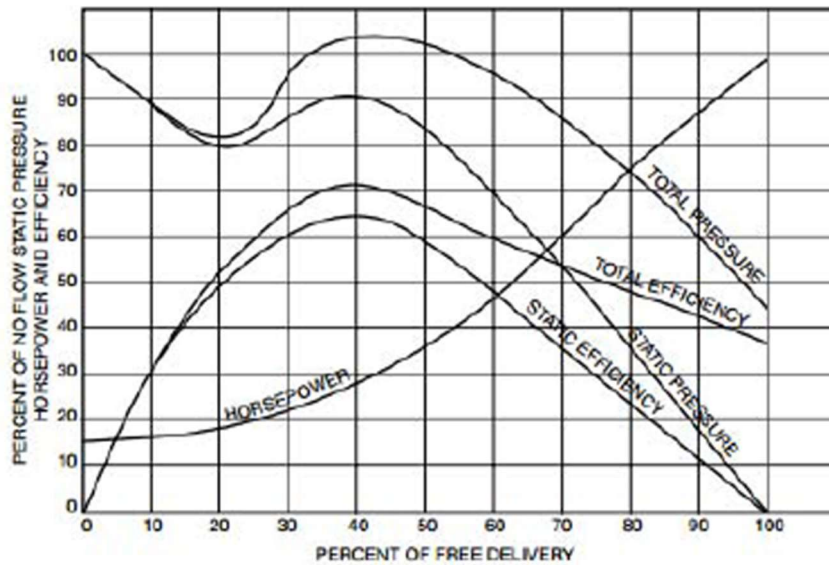


Figura 2.12: Contributi di pressione statica, pressione dinamica e pressione totale

Partendo dalle condizioni appena definite, si introduce un ulteriore coefficiente di paragone, il **coefficiente di pressione**:

$$\varphi_t = \frac{\Delta p_t}{2\rho u_2^2} = \frac{2c_{u2}}{u_2} = 2\tau \quad (2.19)$$

$$\varphi_{statico} = \frac{\Delta p_{statico}}{2\rho u_2^2} \quad (2.20)$$

Osservando la figura mostrata precedentemente, questo coefficiente analizzato rispetto ai triangoli di velocità, in particolare con la componente c_{u2} . Dalla figura si nota che, all'aumentare dell'angolo di uscita β_2 , aumenta la pressione totale, ma diminuisce il grado di reazione. Al contrario però, la pressione statica diminuisce, imponendo così la conversione di quella dinamica e aumentando le perdite. Inoltre, per $\beta_2 = 90^\circ$, ovvero per pale radiali, la quota di pressione statica e dinamica è divisa equamente.[4][5]

2.4.4 Caratteristiche per un numero infinito di pale

Uno degli aspetti da considerare nella progettazione di una girante per ventilatori centrifughi è come questa generi pressione in base alla portata elaborata. Se si considerano velocità periferiche identiche tra ingresso e uscita, la portata volumetrica è proporzionale alla componente meridiana c_{2m} , ed assume la forma:

$$Q = c_{2m} \pi b_2 d_2 \quad (2.21)$$

in cui d_2 rappresenta il raggio tra il centro della girante alle estremità delle pale, mentre b_2 l'altezza della girante.

Dai triangoli di velocità, si ricava la relazione:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2.22)$$

In questo caso, si nota come all'aumentare della componente c_{2m} , cresce il valore della c_{2u} nel caso di pale curvate in avanti (con angolo $\beta_2 > 90^\circ$), al contrario diminuisce per pale curvate all'indietro. Considerando questi concetti, si ottiene che l'incremento di pressione totale teorica vale:

$$\Delta p_t = \rho u_2^2 - Q \rho \frac{u^2}{\pi b_2 d_2 \tan \beta_2} \quad (2.23)$$

L'equazione (2.23) rappresenta una retta con coefficiente angolare corrispondente all'angolo β_2 . In particolare, per pale curvate in avanti, si ottiene un aumento di pressione al crescere della portata volumetrica. Al contrario, per le curvate all'indietro, si ha un comportamento opposto. Nel caso delle pale radiali, la pressione rimane costante con l'aumentare della portata.

Se si considera la potenza in assenza di perdita, definita tramite l'equazione $P = Q\Delta p_t$, le rette diventano parabole, mentre il comportamento rimane invariato per le pale radiali.[4][5]

2.4.5 Caratteristiche per un numero finito di pale

Considerando una girante con un numero di pale finito, le prestazioni risultano completamente differenti rispetto ad una girante con un numero infinito di pale. Queste differenze si evidenziano soprattutto analizzando il comportamento del flusso che passa attraverso due pale successive. Nel caso di girante con numero infinito di pale, il flusso aveva un'angolazione di uscita dalla pala che valeva esattamente β_2 . In questo caso, si verificano fenomeni di separazione che non permettono al flusso di seguire perfettamente la curvatura delle pale, variando così l'angolo β_2 di uscita.

Tanto più è basso il numero di pale, maggiore sarà l'area tra le pale e i fenomeni di separazione tra le stesse.

Analizzando le componenti di velocità, si ottiene che, per numeri di pale basse, queste agiscono su una quantità di flusso elevata, comportando una diminuzione della componente periferica c_u , e conseguente diminuzione della pressione teorica ottenibile.

Per determinare quale sia il numero corretto di pale per un determinato caso di studio, viene introdotto un importante coefficiente, denominato ε . Tale coefficiente è definito come il rapporto tra la pressione ottenuta nel caso per un numero finito di pale con quella ottenuta per un numero infinito:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_{t,fin}}{\Delta p_{t,inf}} \quad (2.24)$$

Gli effetti da considerare nel caso di numero finito di pale sono molteplici, ovvero:

- l'angolo di uscita relativo β_3 è minore dell'angolo di uscita β_2 ;

- la velocità media relativa di uscita aumenta per pale curvate all'indietro; invece, diminuisce per pale in avanti;
- la velocità assoluta media di uscita c_3 è minore del caso ideale;
- l'angolo α_3 è minore dell'angolo α_2 . [4][5]

2.4.6 Circolazione relativa

Utilizzare una girante con un numero finito di pale, in assenza di attriti, comporta la formazione di un fenomeno detto **circolazione relativa**. Per spiegare questo comportamento, si considera un passaggio tra due pale consecutive, completamente sigillato. Il flusso si sposta lungo una traiettoria circolare durante la rotazione della girante; dal punto di vista di un osservatore posto sulle pale stesse, avviene una rotazione apparente del flusso.

Sul bordo di uscita della pala precedente, il flusso procede verso l'esterno. Al contrario, nel bordo di uscita della successiva, procede verso l'interno, provocando così il fenomeno della circolazione. Se il passaggio viene aperto, il flusso viene sovrapposto alla circolazione, creando rallentamenti sul bordo d'ingresso e un aumento delle velocità in uscita (Figura 2.13).

Questo fenomeno si osserva bene soprattutto con portate basse, quando il flusso proveniente dal bordo d'ingresso ha maggiore componente verso l'interno rispetto a quello rivolto verso l'esterno. Infatti, si innescano comportamenti che creano vortici sul bordo di attacco della pala successiva, tali da innescare fenomeni di flusso inverso nel flusso medio. [4]

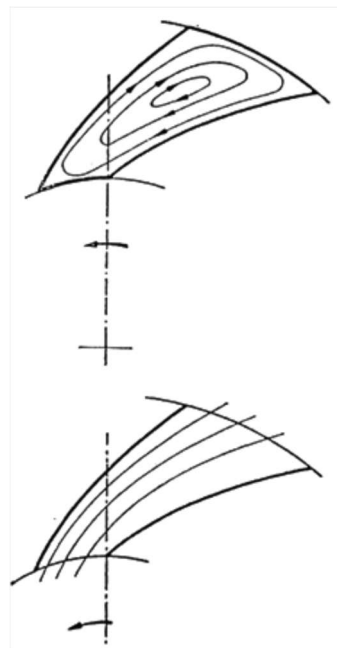


Figura 2.13: Fenomeno della circolazione relativa

2.4.7 Teoria di Stodola

Per determinare l'influenza di un numero finito di pale sul flusso, si può considerare un'importante teoria, definita da Stodola.

Secondo Stodola, la circolazione relativa comporta la riduzione del flusso in uscita dalla girante, date le considerevoli differenze di velocità che crea nell'aria tra le pale. Inoltre, assume che il flusso inverso che nasce lungo la componente periferica, è uguale alla differenza di velocità lungo la componente cu.

Tale variazione, viene calcolata secondo la relazione:

$$\Delta c_u = \frac{\pi d^2 \sin \beta_2}{2z} \omega = u_2 \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \quad (2.25)$$

In cui z indica il numero di pale.

Considerando questa variazione, si può calcolare il coefficiente di velocità come:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_{tot,fin}}{\Delta p_{tot,inf}} = \frac{c_{2u} - \Delta c_u}{c_{2u}} = 1 - \frac{\Delta c_u}{c_{2u}} = 1 - u_2 \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \quad (2.26)$$

Essendo:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{V}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_2} \quad (2.27)$$

Si ottiene:

$$\varepsilon = 1 - \frac{u_2 \pi \sin \beta_2}{z(u_2 - \frac{V}{\pi d_2 b_2 \tan \beta_2})} \quad (2.28)$$

La curvatura delle pale, nelle formule definite precedentemente, non è stata considerata. Tuttavia, se considerata, comporta effetti molto importanti sulla stima della variazione della velocità. Se si considera una girante con pale curvate all'indietro, tale variazione è ottenuta utilizzando curvature elevate; nel caso delle pale curvate in avanti, per curvature basse. Tali condizioni comportano una sottostima della variazione nel primo caso, una sovrastima nel secondo. Ciononostante, il metodo risulta efficace per un numero elevato di pale.[4][5]

2.5 Caratteristiche adimensionali

Attualmente, l'identificazione del ventilatore centrifugo più adatto viene semplificata dall'utilizzo di **coefficienti adimensionali**. Questo metodo risulta fondamentale, soprattutto per poter confrontare varie soluzioni, senza considerare i valori di portata, pressione e le grandezze del ventilatore stesso.

I coefficienti più considerati sono:

- CIFRA DI FLUSSO:
$$\varphi = \frac{V}{\omega d^3} \quad (2.29)$$

- CIFRA DI PRESSIONE:
$$\psi = \frac{p_{totale}}{\rho \omega^2 d^2} \quad (2.30)$$

- CIFRA DI POTENZA:
$$\lambda = \frac{P}{\rho \omega^3 d^5} = \frac{\psi \varphi}{\eta_t} \quad (2.31)$$

- DIAMETRO CARATTERISTICO:
$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad (2.32)$$

- COEFFICIENTE DI VELOCITA':
$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (2.33)$$

In generale, per scegliere i ventilatori centrifughi, si possono o meno considerare questi parametri. Nel caso del loro utilizzo, bisogna comunque garantire che la soluzione migliore determini:

- minimo rumore prodotto, ottenuto con basse velocità periferiche e con valori alti di ψ ;
- grande capacità, ottenuta con valori elevati di φ ;
- capacità massima con dimensioni ridotte, ottenuto con il prodotto $\psi \varphi$ più alto possibile.[4][5]

2.6 Le perdite nei ventilatori centrifughi

Un ulteriore fattore da considerare quando si dimensiona un ventilatore centrifugo è la presenza di perdite. In generale, si possono avere diverse tipologie di perdite e, senza una stima adatta, non è possibile creare un ventilatore che possa garantire il superamento delle perdite di carico del sistema.

Di seguito, vengono elencate e spiegate le varie perdite da considerare nel sistema.

2.6.1 Le perdite nella girante

Quando si studia una girante, occorre prendere in considerazione le perdite associate ad essa. Si possono presentare:

- perdite dovute all'ingresso della girante; sono dovute al fatto che il flusso in entrata subisce una deviazione tra la fase di aspirazione e entrata tra e pale. Dipendono dalla velocità in ingresso e, se considerata la pressione, assumono valori molto bassi. Se si considera il coefficiente di perdita ζ , equivalente al rapporto tra il lavoro perso e quello utile, assumono valore compreso tra 0.15-0.25.
- perdite dovute all'attrito della girante; sono dovute all'effettivo passaggio del flusso nella girante. Il loro valore incide maggiormente rispetto a quello precedente, anche se il calcolo risulta molto complesso. È possibile, quindi, fare solo una stima teorica.[4][5]

2.6.2 Perdite per shock

La variazione della portata volumetrica in ingresso comporta la variazione della direzione del flusso relativo, che non coinciderà con l'angolo delle pale. Ogni portata Q provoca una perdita detta **per shock**. Nel caso in cui aumenti la portata, passando

da Q a Q_x , si ottiene un incremento della componente meridiana della velocità da c_{1m} a c_{1max} .

Durante la fase di ingresso, il flusso, entrando radialmente in entrambi i casi, l'angolo β_1 aumenterà fino a raggiungere il valore β_1' . Questo genera una nuova componente di velocità, definita **componente di shock c_s** :

$$c_s = u_2 \frac{d_1}{d_2} \left[\frac{Q_x}{Q} - 1 \right] \quad (2.34)$$

Tale componente crea una perdita di pressione $\Delta p_2 = \mu \rho / 2 c_s^2$, che, in rapporto con la pressione totale, determina l'equazione:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p} = \mu \frac{1}{\psi} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \left[\frac{Q_x}{Q} - 1 \right]^2 \quad (2.35)$$

Per ridurre le perdite, si vuole mantenere il rapporto d_1/d_2 più basso possibile e ψ più elevato.[4][5]

2.6.3 Perdite dovute alla voluta

La voluta, o coclea, è l'elemento che si occupa della conversione dell'energia cinetica del flusso che esce dalla girante in pressione statica. Tale processo di conversione, provoca perdite moto elevate.

Per monitorare le perdite dovute alla conversione, si può considerare la funzione seguente:

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p} = (0.15 \div 0.25) \left(\frac{\psi}{4\eta_{idr}^2} \right) \quad (2.36)$$

Con η_{idr} rendimento idraulico. Inoltre, più è basso il rapporto, più il sistema risulta ottimizzato e minori sono le perdite per la conversione.[4][5]

2.6.4 Le perdite volumetriche

La presenza di giochi tra la girante e i bordi interni del convogliatore causa perdite volumetriche. Infatti, parte del flusso passa attraverso questi spazi, invece di proseguire verso la mandata, instaurando vortici che non contribuiscono alla generazione di pressione statica. Dipendono principalmente dal gioco δ , coefficiente adimensionale che indica la distanza tra bordo esterno della girante e il convogliatore.

Attraverso studi teorici, è stato determinato un rapporto che permette di stimare la portata Q' persa rispetto quella totale Q :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{2*\mu*\delta}{\phi*d_2} \sqrt{\psi} \quad (2.37)$$

In cui:

- δ è il gioco radiale o assiale;
- μ è il coefficiente di contrazione (indica la contrazione del flusso nel gioco; in generale il suo valore è 0.7);
- ϕ è il coefficiente di portata;
- ψ è il coefficiente di pressione.[4][5]

2.6.5 Efficienza e tipologie di rendimento

Durante la valutazione delle prestazioni di ventilatore centrifugo, è fondamentale analizzare l'efficienza del sistema, espressa non solo come efficienza totale, ma comprendendo anche i rendimenti parziali che ne determinano le perdite interne:

- **Rendimento idraulico:** tiene conto delle perdite di carico per attrito e per urti. Considera le dissipazioni che nascono nella girante ($\Delta p_1 + \Delta p_{imp}$), le perdite nella coclea durante il processo di conversione dell'energia cinetica in pressione statica e le perdite all'ingresso. Viene espresso come il rapporto tra la differenza di pressione effettiva con quella ideale:

$$\eta_{idraulico} = \frac{\Delta p}{(\Delta p + \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_{imp} + \Delta p_4)} \quad (2.38)$$

- **Rendimento Volumetrico:** viene definito in funzione delle perdite per trafilamento tra la girante e la coclea. È espresso come:

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q+Q'} = \frac{1}{1+(\frac{Q'}{Q})} \quad (2.39)$$

- **Rendimento meccanico:** valuta le perdite per attrito negli organi meccanici (albero del motore elettrico, cuscinetti). Indicando con N_m il lavoro dovuto alle perdite meccaniche e con N_w il lavoro calcolato sull'asse della girante, il rendimento viene definito secondo l'equazione:

$$\eta_{mecc} = \frac{N_w}{N_w+N_m} \quad (2.40)$$

Il rendimento totale del sistema viene calcolato tramite il rapporto tra il lavoro netto eseguito sul fluido e la somma di quest'ultimo con le perdite considerate precedentemente:

$$\eta_{tot} = \frac{Q\Delta p}{Q+Q'[\Delta p+\Delta p_1+\Delta p_2+\Delta p_{imp}+\Delta p_4]+N_m} \quad (2.41)$$

Da questa equazione, è possibile ricavare il rendimento idraulico, considerando il rendimento meccanico e il rendimento volumetrico:[4][5]

$$\eta_{idr} = \frac{\eta_{tot}}{\eta_{vol}(\eta_{mecc}-\eta_{tot})} \quad (2.42)$$

2.7 Caratteristiche operative di un ventilatore centrifugo

Per descrivere come variano le condizioni operative di un ventilatore centrifugo, occorre determinare come varia la pressione al variare della portata, fissato un determinato numero di giri. È utile considerare, come punto di partenza, le basi teoriche di un ventilatore centrifugo con numero infinito di pale e nessuna perdita.

2.7.1 Influenza del numero di pale

Come definito nei paragrafi precedenti, la curva caratteristica di un ventilatore centrifugo varia in base alla palettatura con cui viene progettata la girante. In generale, la curva:

- è una retta nel caso di numero di pale infinito;
- cresce con l'aumentare della portata nel caso di pale con curvatura all'indietro;
- rimane costante nel caso di pale radiali;
- decresce nel caso di pale curvate in avanti.

Nel caso di una girante con un numero di pale infinito, il fluido segue perfettamente il profilo delle pale. Nella realtà, però, si utilizza un numero di pale finito, tale per cui si verificano fenomeni di **slip**. In questo caso, il flusso non segue la palettatura della girante, provocando perdite e riducendo il lavoro scambiato.

Questo fenomeno varia in base al numero di pale utilizzate:

- poche pale (6-20): vengono utilizzate soprattutto nelle pale rovesce; di solito hanno la forma di profili aerodinamici, in modo tale da aumentare l'efficienza del sistema. Questo perché occorre limitare le perdite e garantire che il flusso segua bene il profilo della pala, evitando ricircoli tra di esse;
- Elevato numero di pale (21-60): sono frequenti nelle pale in avanti, e sono utilizzate per garantire buone portate e pressioni elevate con un elemento di dimensioni compatte. Dato il loro numero, il flusso viene ben guidato, seguendo bene il profilo. Al contrario, il maggiore contatto tra il fluido e la pala, genera maggiore attrito, aumentando le perdite del sistema.[4][5][6]

2.7.2 Effetti dovuti alla riduzione di portata

Il comportamento dei ventilatori centrifughi con girante a pale curvate in avanti è caratterizzato da una instabilità, che si verifica soprattutto a bassa portata. Osservando la figura (Figura 2.14), si nota che la pressione statica non aumenta con la diminuzione della portata. Al contrario, dopo aver raggiunto il picco, la curva assume la forma di una “sella”, oltre il quale l'andamento torna ad assumere un comportamento standard.

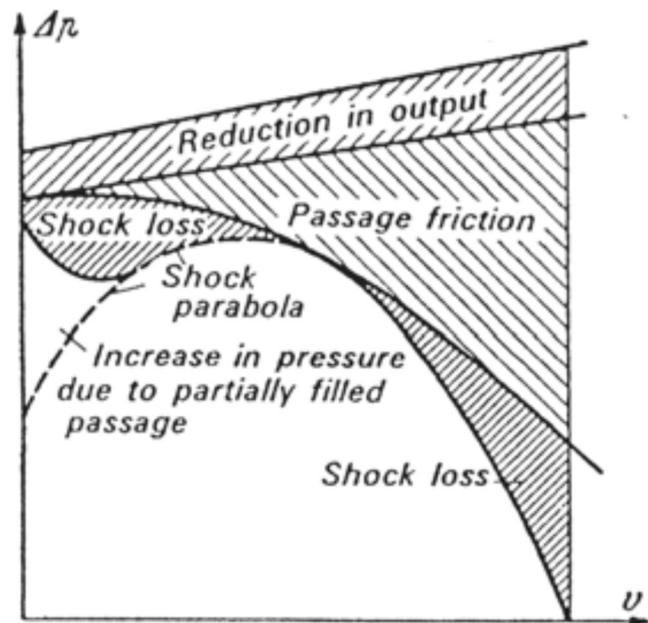


Figura 2.14: Variazione delle caratteristiche del ventilatore in base alla variazione tra portata e pressione

Questo comportamento di instabilità del flusso accade perché al ridursi della portata, la velocità del fluido aumenta, modificando l'angolo con cui il flusso entra nelle pale. In questo caso, il fluido non riesce più a seguire il profilo delle pale, separandosi. Inoltre, il distacco della vena fluida crea vortici di ricircolo che occupano lo spazio tra le pale. Tali ricircoli comportano una forte dissipazione di energia, creando così l'abbassamento di pressione.

Quando la portata assume valori estremamente bassi, si innesca il fenomeno dello **stallo rotante** o **pompaggio**, ovvero il flusso d'aria oscilla violentemente, causando forti vibrazioni meccaniche, rumorosità e danni strutturali alla girante.[4][5]

CAPITOLO 3: METODI NUMERICI NELLA FLUIDODINAMICA

In questo capitolo si introduce il **CFD**, acronimo di Computational Fluid Dynamic, strumento fondamentale per la risoluzione di problemi ingegneristici legati al comportamento dei fluidi.

Nello specifico, vengono presentate le equazioni fondamentali e i modelli di turbolenza esistenti, in modo tale da descrivere successivamente il software utilizzato e le impostazioni scelte per la tipologia di studio effettuata in questo elaborato.

3.1 Le equazioni fondamentali

La *computational Fluid Dynamic*, in italiano Fluidodinamica Computazionale, rappresenta un insieme di metodi numerici per determinare soluzioni approssimative di problemi fluidodinamici e di trasferimento di calore. Tale sistema agisce sostituendo la soluzione di un insieme di equazioni approssimative valide di un dominio continuo in uno discretizzato. Perciò, il volume di studio viene suddiviso in elementi più piccoli, nel quale vengono applicati tali metodi. Le proprietà fondamentali da considerare negli studi sono la temperatura, la densità e la velocità.

Per rappresentare il comportamento di un fluido, le equazioni da considerare sono:

- **Conservazione della Massa** (Equazione di continuità);
- **Conservazione del Momento**: tratta la variazione nel tempo della quantità di moto (II legge di Newton);
- **Conservazione dell'Energia**: è la somma tra il calore fornito e il lavoro compiuto su una particella fluida) (I legge di Newton o I principio della Termodinamica);

Per spiegare come vengono applicate queste equazioni, si può considerare un volume di materiale, definito V_t , variabile nel tempo e racchiuso all'interno di una superficie $S_t = \delta V_t$. In questo caso, ogni punto della superficie ed interno si muove seguendo localmente la velocità del campo di moto. Questo implica che il flusso che attraversa la superficie è nullo, in quanto la componente di velocità relativa tra il campo di moto e la superficie stessa è nulla. Quindi, il volume racchiude la stessa porzione di materiale nel tempo

Sul volume preso in considerazione possono agire delle forze esterne, che causano il passaggio di energia attraverso la superficie S_t , sottoforma di calore e/o lavoro.

Per far sì che si verifichino tali condizioni, occorre che le tre leggi fondamentali vengano scritte nella loro forma generale, ovvero:

- Conservazione della Massa:
$$\frac{dM}{dt} = 0 \quad (3.1)$$

- Conservazione del Momento:
$$\frac{dp}{dt} = F \quad (3.2)$$

- Conservazione dell'Energia:
$$dE = \delta Q - \delta W \quad (3.3)$$

Nelle equazioni precedenti compaiono diversi elementi, ovvero:

- M , è la massa totale del sistema, contenuta nel volume V_t al tempo t ;
- P , è la quantità di moto del sistema;
- F , ovvero la risultante delle forze esterne agenti sul sistema;
- Q , il calore fornito al sistema;
- W , il lavoro compiuto sul sistema;
- E , ovvero l'energia totale del sistema in moto; viene espressa come la somma dell'energia interna U e l'energia cinetica dovuta al moto medio del fluido K .

Data la forma delle equazioni e le considerazioni fatte, si può esprimere il fluido come un **continuo**. In particolare, per analisi di fluidi su scala macroscopica, la struttura molecolare e i movimenti relativi possono essere trascurati. Inoltre, il comportamento del fluido viene descritto solamente con le sue proprietà macroscopiche, come velocità, pressione, densità, temperatura e le rispettive derivate temporali, mediate su un gran numero di particelle.

Se si analizza il fluido a livello infinitesimale, si deve considerare un volumetto di studio caratterizzato da lati $\delta x, \delta y, \delta z$, con le proprietà citate precedentemente espresse in funzione di spazio e tempo:

- **Densità** $\rho(x, y, z, t)$,
- **Pressione** $p(x, y, z, t)$,
- **Temperatura** $T(x, y, z, t)$
- **Velocità** $u(x, y, z, t)$. [4]

3.1.1 La Conservazione della Massa

Per determinare l'equazione di conservazione della massa, si deve eguagliare la variazione temporale della massa interna al volume con il flusso netto che attraversa le pareti del volume considerato. Il termine di variazione locale che si ottiene equivale a:

$$\frac{\delta}{\delta t} \rho \delta x \delta y \delta z = \frac{\delta \rho}{\delta t} (\delta x \delta y \delta z) \quad (3.4)$$

Il flusso che scorre attraverso le pareti è definito come prodotto tra la densità, l'area della sezione e la componente normale alla velocità. Per convenzione, si considerano i flussi uscenti positivi, viceversa quelli entrati (Figura 3.1).

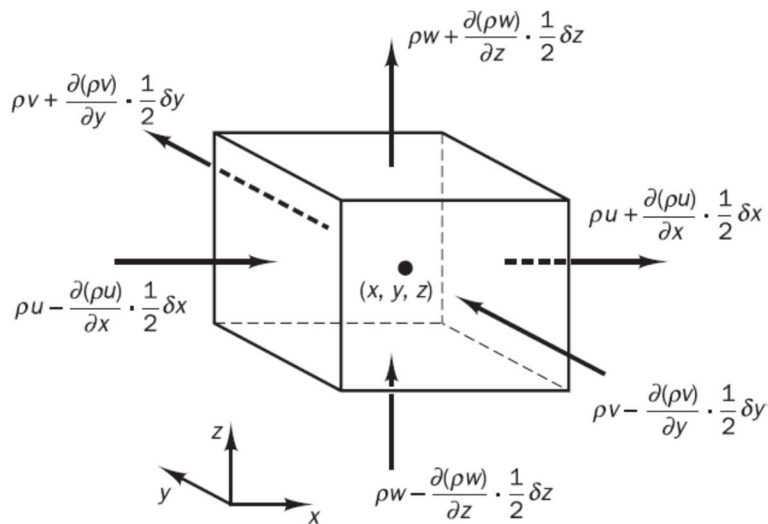


Figura 3.1: Flussi di massa per l'elemento fluido

Sommando i vari contributi e dividendo per il volume infinitesimo $\delta x \delta y \delta z$, si ottiene:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \frac{\delta \rho u}{\delta x} + \frac{\delta \rho v}{\delta y} + \frac{\delta \rho w}{\delta z} = 0 \quad (3.5)$$

In forma compatta si ottiene:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.6)$$

che rappresenta l'equazione di conservazione della massa per un fluido comprimibile, non stazionario e per un caso tridimensionale.

Se si considera un fluido incomprimibile, ovvero si considera la massa costante, l'equazione si riduce alla forma:

$$\text{div} \mathbf{u} = 0 \quad (3.7)$$

Che equivale a scrivere l'equazione come:

$$\frac{\delta u}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta y} + \frac{\delta w}{\delta z} = 0 \quad [4](3.8)$$

3.1.2 Approccio Lagrangiano ed Euleriano

Quando si prende in considerazione una particella fluida, occorre spiegare come variano le sue proprietà dato che sono espresse in funzione del tempo e dello spazio. Esprimere queste condizioni, comporta considerare le leggi di conservazione dell'Energia e della quantità di moto secondo **l'approccio Euleriano**.

Se si definisce una generica funzione φ , la sua derivata totale rispetto al tempo assume la forma:

$$\rho \frac{D\varphi}{Dt} = \rho \left(\frac{\delta \varphi}{\delta t} + \mathbf{u} \text{grad} \varphi \right) \quad (3.9)$$

$D\varphi/Dt$ rappresenta la variazione per unità di massa; si moltiplicare questo rapporto per la densità, in modo tale da determinare la variazione per unità di volume.

Per applicazioni pratiche, si utilizzano equazioni per calcolare il flusso attraverso elementi finiti, fissati nello spazio, rispetto alle singole particelle. Tale approccio viene definito **Euleriano**.

Rispetto alla formulazione precedente, questa viene utilizzata come base del calcolo computazionale, considerando equazioni per la variazione delle proprietà su elementi fissati nello spazio.

Uguagliando la derivata totale di φ con la variazione di φ all'interno di un elemento fluido, si ottiene l'espressione:

$$\frac{\delta(\rho\varphi)}{\delta t} + \text{div}(\rho\varphi\mathbf{u}) = \rho \left(\frac{\delta\varphi}{\delta t} + \mathbf{u} \text{grad} \right) = \rho \frac{D\varphi}{Dt} \quad (3.10)$$

Questa equazione mostra come la variazione dell'elemento φ nell'elemento fluido, sommata al flusso netto di φ che entra e/o esce dall'elemento, è uguale alla variazione della stessa della particella fluida.[4]

3.1.3 Conservazione della Quantità di Moto

La legge di conservazione della quantità di moto applicata ad un fluido afferma che la variazione della quantità di moto è pari alla somma delle forze esterne agenti su di essa. Le forze agenti vengono suddivise in:

- **Forze di Superficie:** Derivano dal contatto con le particelle circostanti e comprendono la pressione e le forze viscosi;
- **Forze di volume:** comprendono le forze agenti sull'intera massa della particella, ovvero la forza centrifuga, la forza di gravità, la forza di Coriolis e le forze elettromagnetiche.

Nelle equazioni successive, le forze di superficie vengono esplicitate, mentre le forze di volume vengono raccolte in un unico termine, definito S_{mx} .

Oltre alle forze che vengono applicate sull'elemento fluido, si considerano anche i termini di tensione dovuti alla pressione e alla tensione per viscosità (Figura 3.2):

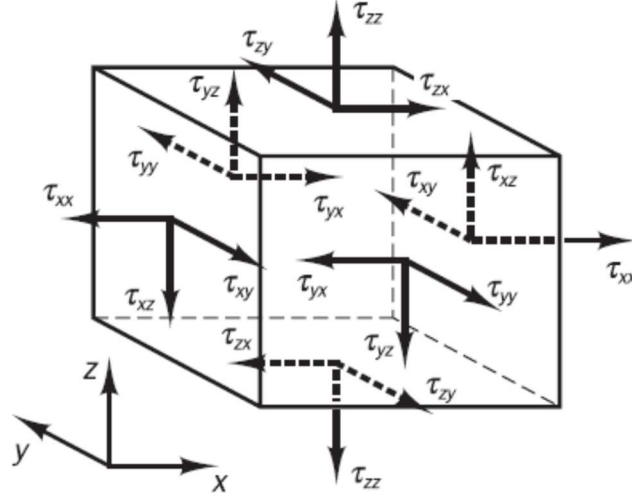


Figura 3.2: Componenti della tensione per il volume fluido

Semplificando l'analisi prendendo in considerazione solo gli elementi lungo l'asse x (Figura 3.3), si ricava la forza relativa moltiplicando le tensioni per l'area su cui agiscono. In seguito, facendo un bilancio per ogni coppia di facce contrapposte e dividendo la somma risultante per il volume $\delta x \delta y \delta z$ dell'elemento, si ottiene la forza totale per unità di volume:

$$F_x = \frac{\delta(-p + \tau_{xx})}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yx}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zx}}{\delta z} \quad (3.11)$$

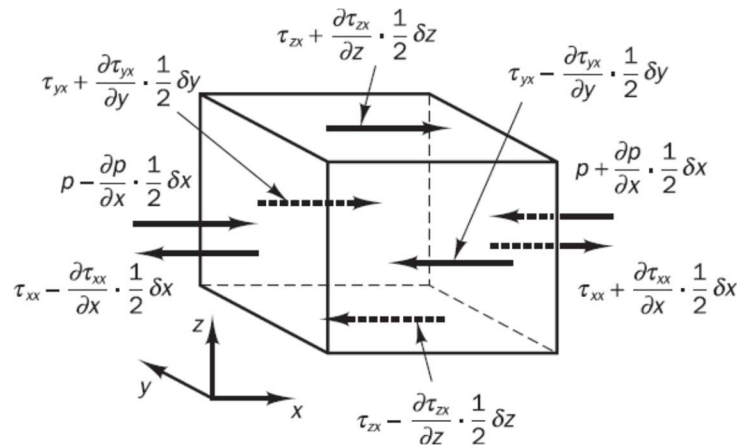


Figura 3.3: Componenti della tensione considerate lungo l'asse x

Preso l'equazione precedente, si può definire l'equazione della variazione della quantità di moto, lungo la direzione x, come uguaglianza tra la variazione del momento della particella fluida e la somma delle forze agenti sull'elemento fluido:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\delta(-p+\tau_{xx})}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{yx}}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{zx}}{\delta z} + S_{Mx} \quad (3.12)$$

Se scritta lungo le direzioni y e z, si ottengono le seguenti equazioni:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\delta(-p+\tau_{xy})}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{yy}}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{zy}}{\delta z} + S_{My} \quad (3.13)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\delta(-p+\tau_{xz})}{\delta x} + \frac{\delta\tau_{yz}}{\delta y} + \frac{\delta\tau_{zz}}{\delta z} + S_{Mz} \quad [4] \quad (3.14)$$

3.1.4 Equazione di bilancio di energia

La prima legge della Termodinamica afferma che la variazione dell'energia associata ad una particella fluida equivale al calore assorbito o ceduto, sommato con la componente di lavoro compiuto sulla particella stessa. Tale lavoro viene determinato dalle forze di superficie, ed è dato dal prodotto tra la forza stessa e la componente di velocità nella direzione di applicazione. Si ottiene:

$$W_x = \left[\frac{\delta(u(-p+\tau_{xx}))}{\delta x} + \frac{\delta u_{yx}}{\delta y} + \frac{\delta u_{zx}}{\delta z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.15)$$

$$W_y = \left[\frac{\delta(v(-p+\tau_{yy}))}{\delta y} + \frac{\delta v_{xy}}{\delta x} + \frac{\delta v_{zy}}{\delta z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.16)$$

$$W_z = \left[\frac{\delta(w(-p + \tau_{zz}))}{\delta z} + \frac{\delta w \tau_{yz}}{\delta y} + \frac{\delta w \tau_{zx}}{\delta x} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (3.17)$$

Il lavoro totale compiuto dalle forze di superficie per unità di volume è la somma delle tre equazioni precedenti, diviso il volume $\delta x \delta y \delta z$. I termini di pressione possono essere scritti in maniera più compatta, ottenendo una nuova formulazione:

$$-\frac{\delta(up)}{\delta x} - \frac{\delta(vp)}{\delta y} - \frac{\delta(wp)}{\delta z} = -\text{div}(p\mathbf{u}) \quad (3.18)$$

I termini di pressione, uniti ai termini degli sforzi viscosi, determinano l'equazione del lavoro totale compiuto sulla particella fluida dalle tensioni di superficie (Figura 3.4):

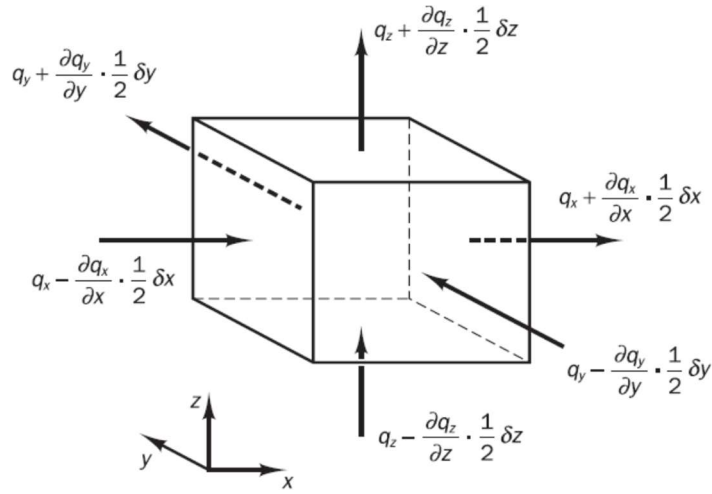


Figura 3.4: Flussi di calore considerati per l'elemento fluido

Il flusso di calore netto scambiato per unità di volume dall'elemento fluido è definito come la divergenza negativa del vettore flusso termico $\mathbf{q}$:

$$Q_{\text{netto}} = -\frac{\delta q_x}{\delta x} - \frac{\delta q_y}{\delta y} - \frac{\delta q_z}{\delta z} = -\text{div} \mathbf{q} \quad (3.19)$$

Il segno meno (-) è fondamentale: se la divergenza di q è positiva (il calore “esce” dall’elemento), il calore netto Q_{netto} è negativo (si ha perdita di energia).

L’equazione di conservazione dell’energia per la particella fluida stabilisce che la variazione nel tempo dell’energia totale è pari alla somma del lavoro per unità di tempo, del flusso di calore netto scambiato e alla componente di energia dovuta a sorgenti di calore interne.[4]

3.1.5 Le equazioni di Navier-Stokes

Le equazioni di Navier -Stokes sono un elemento fondamentale della fluidodinamica e vengono utilizzate per descrivere il moto dei fluidi, ovvero liquidi e gas, considerando le equazioni citate precedentemente. Queste equazioni, considerando la pressione, gli effetti viscosi e le forze esterne, forniscono un modello matematico utile a rappresentare fenomeni complessi, come il regime turbolento, e i comportamenti fisici del sistema analizzato.

Sulla base delle tre equazioni descritte nei paragrafi precedenti, si introducono alcune ipotesi fondamentali necessarie alla formulazione di Navier-Stokes:

- Il fluido è un continuo: non viene descritto come un insieme di singole molecole alla scala del libero cammino medio, ma su una scala spaziale macroscopica;
- Il fluido è isotropo: le sue proprietà fisiche non dipendono dalla particolare direzione spaziale;
- Il fluido è Newtoniano: il tensore degli sforzi dipende linearmente dal tensore dei gradienti di velocità tramite la viscosità μ ;
- Vale l’ipotesi di Stokes: la viscosità volumetrica è trascurabile, definendo una relazione tra viscosità volumetrica λ e la viscosità dinamica μ data da $\lambda = -2/3\mu$;
- Il fluido è localmente in equilibrio termodinamico: le variabili termodinamiche variano nello spazio e nel tempo in modo sufficientemente lento da essere considerate ben definite;
- La trasmissione del calore avviene per conduzione secondo la legge di Fourier, trascurando l’irraggiamento.

Nelle equazioni ricavate precedentemente, occorre considerare i termini relativi alle tensioni viscosi τ_{ij} ; quindi, le equazioni di conservazione vengono scritte introducendo il tensore degli sforzi viscosi $\bar{\tau}$.

Si introducono le equazioni scritte in forma compatta:

$$\frac{\delta(\rho u)}{\delta t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\delta p}{\delta x} + \text{div}(\mu \nabla u) + S_{Mx} \quad (3.20)$$

$$\frac{\delta(\rho v)}{\delta t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\delta p}{\delta y} + \text{div}(\mu \nabla v) + S_{My} \quad (3.21)$$

$$\frac{\delta(\rho w)}{\delta t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\delta p}{\delta z} + \text{div}(\mu \nabla w) + S_{Mz} \quad (3.22)$$

A queste equazioni, si aggiunge l'equazione di continuità:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.23)$$

Considerando le equazioni scritte precedentemente e l'equazione dell'Energia, si forma un sistema composto da cinque equazioni e sette incognite (ρ , u , p , T , e). Per la chiusura del problema, sono necessarie due ulteriori relazioni. Si introducono l'equazione di stato, che lega densità, pressione e temperatura, e si specifica la dipendenza dell'energia interna e dallo stato termodinamico del sistema. Assumendo come variabili indipendenti pressione e temperatura, si ottiene che $\rho=\rho(p,T)$ e $e=e(p,T)$. [4]

3.2 I fenomeni turbolenti

I fenomeni turbolenti rappresentano una delle condizioni più complesse da trattare nella fluidodinamica, sia dal punto di vista teorico sia da quello numerico. In particolare, sono caratterizzati da fluttuazioni delle grandezze fisiche, che rendono il flusso irregolare e variabile nel tempo e nello spazio. La turbolenza è legata ad un parametro adimensionale, il numero di Reynolds, che ne descrive il regime di moto in base al suo valore.

3.2.1 Regimi di moto: laminare e turbolento

Il regime laminare è caratterizzato prevalentemente da forze viscosse rispetto a quelle di inerzia. In questa particolare condizione, le particelle fluide si muovono lungo linee d corrente parallele, senza creare rimescolamenti o fluttuazioni.

Al contrario, quando prevalgono gli effetti inerziali, il flusso diventa turbolento. In particolare, le forze viscosse non sono più in grado di smorzare le perturbazioni, generando così un moto caotico. Tale moto è caratterizzato da fluttuazioni di velocità e pressione tridimensionali che, generando vortici, favoriscono il rimescolamento del fluido e il trasporto dell'energia e della quantità di moto.

Per descrivere il regime di moto che caratterizza il fluido, si utilizza un parametro adimensionale, detto numero di Reynolds (Re), definito come rapporto tra le forze di inerzia e le forze viscosse:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (3.24)$$

Dove:

- ρ è la densità del fluido;
- v è la velocità media;
- d è la lunghezza caratteristica (es. diametro del condotto);
- μ è la viscosità dinamica.

Il passaggio da un regime all'altro non avviene istantaneamente. In generale, il flusso è considerato **laminare** per valori di $Re < 2000$. All'aumentare del numero di Reynolds, il moto attraversa una zona di transizione, in cui aumentano le instabilità, fino a diventare completamente **turbolento** per $Re > 10000$ (Figura 3.5).

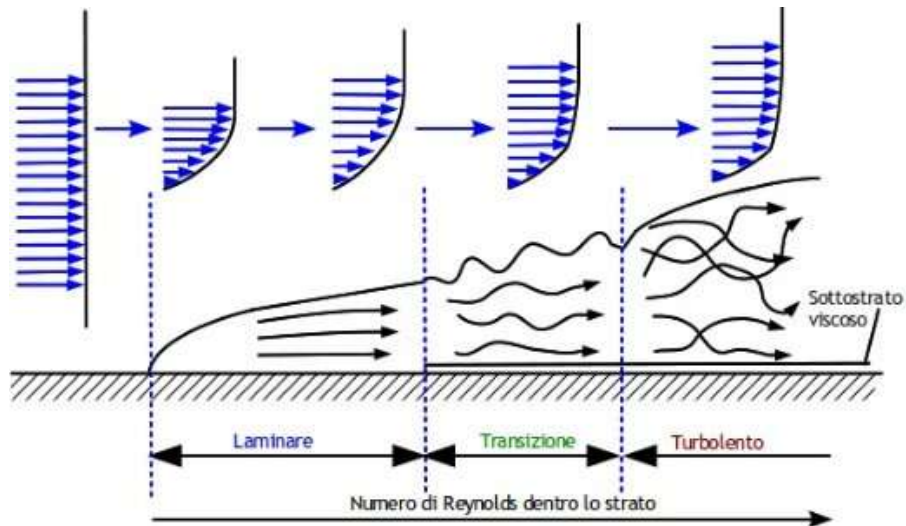


Figura 3.5: Variazione del regime di moto in base al numero di Reynolds

Dato che nella maggior parte delle applicazioni ingegneristiche, compresa quella presa in esame in questo elaborato, il regime è tipicamente turbolento, occorre introdurre modelli matematici avanzati per descrivere la complessità dei fenomeni turbolenti. [4]

3.2.2 Proprietà e caratteristiche di un regime turbolento

Il regime turbolento è un moto irregolare tridimensionale, rotazionale e variabile nel tempo. Questa irregolarità si manifesta come un comportamento aperiodico, non descrivibile tramite funzioni analitiche semplici. Inoltre, presenta una elevata sensibilità alle condizioni iniziali: piccole variazioni dei parametri in ingresso possono provocare divergenze macroscopiche nelle traiettorie delle particelle del fluido.

Le principali caratteristiche di un regime turbolento sono:

- **Irregolarità:** tutte le grandezze cinematiche e termodinamiche hanno fluttuazioni casuali nel tempo e nello spazio;
- **Elevata diffusività:** la turbolenza accelera i processi di rimescolamento del fluido. Gli scambi di massa, quantità di moto e calore hanno ordini di grandezza maggiori rispetto a quelli molecolari del regime laminare;
- **Alti numeri di Reynolds:** il regime turbolento si presenta quando le forze di inerzia sono maggiori rispetto alle viscosità. Tale condizione, impedisce alle forze viscosità di smorzare le perturbazioni;
- **Tridimensionalità e vorticità:** la turbolenza è un fenomeno tridimensionale. Inoltre, il moto turbolento permane e cresce tramite il fenomeno dello

stiramento di vortici (vortex stretching): l'interazione tra i vortici ne causa l'allungamento e la riduzione del diametro, trasferendo energia cinetica da strutture più grandi a quelle più piccole.

- **Dissipazione:** i flussi turbolenti dissipano molta energia. L'energia meccanica viene sottratta al flusso medio per alimentare i vortici e viene convertita in calore per effetto degli sforzi viscosi. [4]

3.2.3 Approcci numerici alla modellazione della turbolenza

Il regime turbolento è caratterizzato dalla presenza di strutture vorticosi che interagiscono tra loro in modo non lineare. La capacità di prevedere e analizzare tali fenomeni ha assunto notevole importanza nel settore industriale, soprattutto per ottimizzare le prestazioni fluidodinamiche e ridurre le dispersioni energetiche.

Dato che la risoluzione diretta delle equazioni di Navier-Stokes in regime turbolento comporta elevata complessità computazionale, sono stati sviluppati diversi modelli numerici per studiare in maniera dettagliata tali condizioni. Le principali tipologie sono:

- **DNS (Direct Numerical Simulation):** viene utilizzata per risolvere numericamente le equazioni di Navier-Stokes senza utilizzare modelli di turbolenza. Data l'elevata potenza di calcolo richiesta, non è particolarmente utilizzato;
- **LES (Large Eddy Simulation):** viene utilizzata per filtrare le equazioni di Navier-Stokes e calcolando solamente il comportamento dei vortici di maggiore entità, in modo tale da ridurre il numero di iterazioni e limitarsi ad analizzare solo il flusso medio e entità maggiori;
- **RANS (Reynolds Average Naviers Stokes):** è l'approccio maggiormente utilizzato per via del suo ridotto impatto sul calcolo. Rispetto ai precedenti, non risolve le fluttuazioni turbolente ma modella l'intero campo della turbolenza attraverso equazioni per i valori medi delle grandezze del flusso.[4]

3.2.4 L'approccio RANS

Come definito nel paragrafo precedente, il modello RANS (adottato per il presente lavoro), rappresenta il modello standard per il calcolo CFD nelle varie applicazioni

ingegneristiche. Tale preferenza è dovuta al ridotto costo computazionale, che permette di ottenere soluzioni accurate con tempi inferiori rispetto agli altri metodi. Poiché tale approccio permette di ottenere soluzioni stazionarie mediate nel tempo, permette di descrivere efficacemente il comportamento macroscopico del flusso senza risolvere l'intero spettro delle fluttuazioni.

In generale, tale metodo si basa sulla decomposizione di Reynolds, operazione che permette di separare le variabili istantanee del flusso nella componente mediata nel tempo.

Per una generica grandezza (ad esempio la velocità), la media temporale assume la forma:

$$\bar{U}(r) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T \mathbf{U}(r, t) dt \quad (3.25)$$

Con $\mathbf{U}$ si indica la velocità nell'istante di tempo t , con $\bar{\mathbf{U}}$ il valore mediato.

Tramite questa definizione, si può riscrivere ogni quantità tramite la scomposizione di Reynolds, ovvero come somma di una componente stazionaria, dipendente dallo spazio, e di una fluttuazione, dipendente sia da spazio che dal tempo, che ha media nulla.:

$$\mathbf{U}(r, t) = \bar{\mathbf{U}}(r) + \mathbf{u}(r, t) \quad (3.26)$$

Utilizzando la media temporale e la scomposizione, si possono ottenere le equazioni di continuità e di conservazione della quantità di moto, definite con l'ipotesi di fluido incompressibile:

- Continuità:

$$\frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.27)$$

- Conservazione della quantità di moto

$$\frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_j} \quad (3.28)$$

Si ottiene un sistema formato da quattro equazioni (una di continuità e tre per la quantità di moto). Tuttavia, i termini $\overline{u_i u_j}$, che rappresentano gli *sforzi di Reynolds*, introducono nuove incognite nel problema. Dato che questi termini rappresentano l'effetto delle fluttuazioni turbolente sul moto medio e non sono noti a priori, il numero di incognite risulta maggiore delle equazioni.

Questo porta al **problema della chiusura della turbolenza**. Per poter risolvere il sistema numerico, occorre introdurre dei modelli ulteriori per poter rappresentare la turbolenza, tali da esprimere gli sforzi di Reynolds in funzione delle grandezze medie del flusso.[4]

3.2.5 I modelli di turbolenza

Per affrontare il problema della chiusura nelle equazioni RANS, si ricorre a modelli in grado di rappresentare i fenomeni turbolenti e risolvere il sistema. In generale, i modelli vengono classificati in base al numero di equazioni aggiunte: i più importanti ed utilizzati sono i modelli *a due equazioni*, poiché riescono a prevedere la risoluzione di due equazioni differenziali indipendenti. La prima è legata all'energia cinetica turbolenta k , la seconda è legata alla grandezza che rappresenta la scala della turbolenza (ovvero la dissipazione Epsilon o la frequenza ω). Ulteriori vantaggi forniti da questi modelli sono la buona accuratezza e il ridotto costo computazionale, consentendo di prevedere il comportamento del fluido senza conoscere l'effettiva struttura turbolenta di quest'ultimo.[4]

I modelli principali a due equazioni sono:

- K-epsilon
- K omega
- SST-omega.

3.2.6 Il modello K-Epsilon

Il modello k-epsilon è uno dei modelli di turbolenza più utilizzato in ambito industriale, data la sua efficienza, robustezza del calcolo e buona previsione dei fenomeni.

In merito al problema di chiusura, data la presenza del termine del tensore degli sforzi di Reynolds $u_i u_j$, è necessario introdurre l'ipotesi di Boussinesq, che assume ci sia un'analogia tra gli effetti di viscosità e di turbolenza. Il tensore degli sforzi, quindi, viene definito come:

$$\overline{u_i u_j} = -v_T \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (3.29)$$

dove v_T è la viscosità turbolenta. Inoltre, in tale modello la viscosità turbolenta viene espressa come:

$$v_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.30)$$

dove C_μ è una costante, $k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i}$ è l'energia cinetica turbolenta e ε rappresenta la dissipazione dell'energia cinetica turbolenta, che vale:

$$\varepsilon = 2\nu \overline{e_{ij} e_{ij}} \quad (3.31)$$

con e_{ij} come componente fluttuante del tensore di deformazione.

Considerando tale modello, si ottengono due equazioni di trasporto, una per k e una per ε :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{v_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{U_j} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{v_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.33)$$

In cui $P_k = -u_i \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ indica il termine di produzione dell'energia cinetica turbolenta.[4]

3.2.7 Il modello k- ω

Rispetto al modello descritto precedentemente, il modello k- ω è un'alternativa adatta a descrivere il comportamento del flusso e della turbolenza in prossimità delle pareti. Come il modello k- ε , per la chiusura delle equazioni RANS, occorre considerare l'ipotesi di Boussinesq.

L'unica differenza che si ha tra i due modelli riguarda la scelta della variabile di scala: in questo caso, si introduce *la frequenza specifica di dissipazione* ω :

$$\omega = \frac{\varepsilon}{\beta k} \quad (3.34)$$

Oltre a ciò, viene valutata diversamente anche la viscosità turbolenta, che assume la forma:

$$\nu_T = \frac{k}{\omega} \quad (3.35)$$

Per quanto riguarda tale modello, si introducono due equazioni di trasporto, sia per k sia per ω :

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta k \omega \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 \quad (3.37)$$

In generale, viene particolarmente utilizzato in cui si vogliono esaminare porzioni di flusso in prossimità delle pareti, con lo svantaggio di risultare sensibile alle condizioni al contorno definite nel flusso indisturbato.[7][8]

3.2.8 Il modello SST- ω (Shear Stress Transport)

Il modello SST- ω viene particolarmente utilizzato perché combina i vantaggi dei due metodi descritti precedentemente, riducendone eventuali limitazioni. In particolare, il suo utilizzo può essere definito “ibrido”, dato che nelle regioni prossime alle pareti usufruisce del modello k- ω , mentre nelle zone con flusso indisturbato il modello k- ε . La transizione tra i modelli è garantita da funzioni, dette di *blending*, che permettono di combinare in maniera graduale i due metodi.

Rispetto ai modelli precedenti, la viscosità turbolenta presenta una forma differente, dato che occorre considerare il trasporto degli sforzi di taglio:

$$\nu_T = \frac{k}{\max(\omega, F_2 S)} \quad (3.38)$$

In cui $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, che rappresenta il modulo del tensore di deformazione medio, mentre F_2 rappresenta la funzione di blending.

Per quanto riguarda le equazioni di trasporto, il modello SST- ω si differenzia dal k- ω perché include termini correttivi e le funzioni di blending, che ne modificano i coefficienti:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta k \omega \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \omega^2 + D_\omega \quad (3.40)$$

dove D_ω è un termine per migliorare l'approssimazione del modello nelle zone di flusso indisturbato.[7][8]

3.3 Configurazione di una simulazione CFD

Il calcolo numerico tramite CFD viene utilizzato per risolvere problemi fluidodinamici attraverso processi di discretizzazione spaziale e temporale. La necessità di ricorrere a tali metodi è dovuta alla grande complessità nel risolvere le equazioni di Navier-Stokes per via analitica, se non per casi molto semplici.

L'impostazione e la risoluzione di una simulazione CFD si divide in tre fasi distinte:

- **IMPOSTAZIONE DELLA GEOMETRIA E DEL DOMINIO:** in questa fase è possibile importare la geometria da studiare e realizzare il volume fluido da analizzare, così da poter simulare i fenomeni fluidodinamici legati all'interazione tra fluido e oggetto preso in esame.
- **REALIZZAZIONE DELLA MESH:** in questa fase si crea la discretizzazione del volume fluido, ovvero si divide tale volume in elementi più piccoli. Per fare ciò, si ricorre a diversi parametri che ne modificano sia la forma che la dimensione, in base alla zona da studiare.
- **IMPOSTAZIONE DELLA FISICA E CONDIZIONI AL CONTORNO:** successivamente alla discretizzazione, si impostano le condizioni fisiche all'interno del volume di controllo. Nello specifico, si impostano la tipologia di fluido, la velocità in ingresso del dominio, l'interazione superficiale con l'oggetto in esame e se quest'ultimo è in movimento.

La soluzione viene definita all'interno delle celle che compongono il volume fluido. Di conseguenza, l'accuratezza del calcolo dipende dal numero di celle con cui tale volume viene rappresentato nella fase di discretizzazione, che compongono una griglia definita *Mesh*.

Per ottenere risultati ottimali, è possibile ricorrere a diversi metodi per modellare tale griglia e adattarla al caso in esame. Si dividono in:

- *Body-fitted*, in cui la griglia viene modellata secondo la geometria dello spazio fisico in cui è presente il flusso;
- *Griglie Cartesiane*, in cui la griglia non segue la geometria fisica del problema, ma viene creata in modo tale che i bordi delle celle siano paralleli alle coordinate cartesiane.

La griglia *body-fitted* (Figura 3.6), ha il vantaggio di adattarsi meglio alla risoluzione dei flussi nella zona dello strato limite (ovvero la regione in prossimità della parete in cui la velocità del fluido varia rapidamente a causa degli effetti viscosi). Il principale

svantaggio è la difficile applicazione per geometrie estremamente complesse. La *griglia cartesiana* (Figura 3.7), invece, è più semplice da impostare ed è adatta anche per condizioni di flusso turbolento.

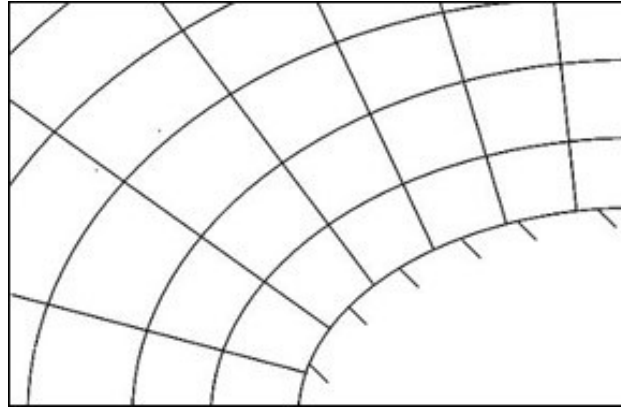


Figura 3.6: *Mesh body fitted*

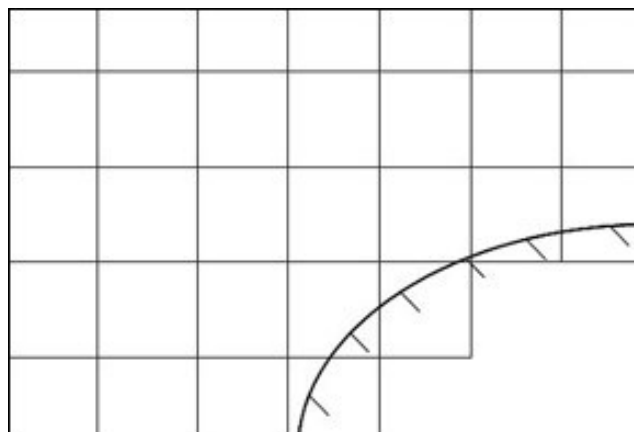


Figura 3.7: *Mesh a griglia cartesiana*

Nonostante ciò, per la necessità di controllare la condizione di turbolenza che si sviluppa all'interno dello strato limite, la prima tipologia risulta la più utilizzata.

Oltre alla definizione della mesh, occorre definire il metodo numerico per trasformare le equazioni di Navier-Stokes in equazioni algebriche, così da poterle integrare in volumi di controllo, ovvero le *celle*. Per fare ciò, si possono utilizzare diversi modelli:

- Modello alle *differenze finite*;
- Modello a *volumi finiti*;
- Modello agli *elementi finiti*.

L'unico modello di cui vengono descritte le caratteristiche principali è il secondo, in quanto è quello utilizzato per questo studio.

Tale approccio viene considerato nell'ambito della formulazione integrale delle Navier-Stokes, così da soddisfare le equazioni principali della fluidodinamica. La discretizzazione delle equazioni avviene suddividendo il dominio fluido in un insieme di volumi poliedrici, tali da poter approssimare gli integrali di superficie come somma dei flussi che attraversano le facce di ogni volume.

Inoltre, i vantaggi introdotti tramite lo schema a volumi finiti sono:

- Ottima capacità di adattamento alle griglie body-fitted o cartesiane (si può utilizzare anche per geometrie complesse);
 - Permette di non modificare il sistema di coordinate da fisico a numerico, dato che la discretizzazione avviene direttamente nello spazio fisico considerato.
- [8][9]

CAPITOLO 4: CONFIGURAZIONE E TEST AL BANCO PROVA

La caratterizzazione del comportamento di un ventilatore centrifugo ed il suo sviluppo richiedono un approccio misto, in cui occorre considerare un'analisi sperimentale ed una numerica. In particolare, per quanto riguarda lo studio affrontato, l'impostazione e le prove effettuate al banco permettono di determinare le prestazioni di base del sistema di partenza, verificare i miglioramenti apportati e determinare la base per il set-up delle simulazioni CFD, oltre ad analizzare il comportamento del flusso e validare le modifiche.

In questo capitolo, quindi, si introducono le caratteristiche base del banco prova utilizzato per questo lavoro, le normative che ne regolano l'utilizzo per validare le prove e l'impostazione delle stesse.

4.1 La normativa di riferimento

Prima di descrivere la composizione e le funzionalità del banco prova, bisogna determinare le norme di riferimento per il corretto utilizzo. Questo è molto importante, soprattutto per ottenere correttamente i dati relativi alle prestazioni, all'efficienza fluidodinamica e ai consumi energetici.

In generale, le norme di riferimento associate alle procedure di misurazione sono:

- **IEC 61591:2019:** questa norma definisce uno standard internazionale per la misurazione delle prestazioni di cappe ad uso domestico. In particolare, tratta le procedure di misurazione per la portata d'aria, il filtraggio (caratterizzazione dei filtri), rumorosità e consumo energetico [10]
- **AMCA 210:** standard sviluppato dalla *Air Movement and Control Association* per regolare i test sulle prestazioni aerodinamiche dei ventilatori. Gli scopi principali di questo modello sono quello di regolare i metodi per misurare la portata e la pressione, le metodologie per configurare il banco prova e gli strumenti utilizzati.[11]

Oltre alle due norme citate, bisogna considerare la **HVI 961**. Anch'essa è una procedura di prova, utilizzata all'interno del programma *Home Ventilation Institute*, col fine di garantire la conformità e l'affidabilità delle prestazioni dichiarate dal costruttore.[12]

La normativa non si limita a determinare i metodi con cui si ottengono le prestazioni del sistema, ma regola gli strumenti di misurazione, l'acquisizione dei dati e le condizioni operative. Le norme ed i riferimenti da citare sono i seguenti:

- **UNI CEI EN ISO/IEC 17025:2018:** definisce i requisiti generali per la competenza dei laboratori di prova e di taratura;
- **UNI EN ISO 5167-1:2003:** definisce i principi e i requisiti generali per la misurazione della portata tramite dispositivi a pressione differenziale, presenti all'interno dei condotti a sezione circolare;
- **UNI EN ISO 5167-3: 2003:** definisce le dimensioni, le modalità di installazione e le modalità di utilizzo dei tubi venturi per la misura della portata.

In seguito all'introduzione dei riferimenti normativi, nel paragrafo successivo viene descritto il banco prova e la strumentazione utilizzata.[13]

4.2 Configurazione del banco prova

Il banco prova utilizzato nel presente lavoro di tesi, installato presso *l'Elica Propulsion Laboratory* nella sede di Elica in Fabriano, è suddiviso in quattro settori principali (Figura 4.1):

- **Primo settore:** è delimitato a monte dal ventilatore e a valle da una schiera di *schermi di equalizzazione*, formata da tre reti filtranti che hanno lo scopo di rendere il flusso più uniforme prima della misura (Figura 4.2);
- **Secondo settore:** è delimitato a monte dagli schermi e a valle da una parete in cui sono presenti *ugelli di misura*, necessari per calcolare la portata del ventilatore (Figura 4.3);
- **Terzo settore:** è delimitato dagli ugelli a monte e a valle da una seconda schiera di schermi di equalizzazione (Figura 4.4);
- **Quarto settore:** presenta un *variante di portata a stantuffo*, che permette di variare la portata del fluido e caratterizzare il ventilatore in diverse condizioni

di utilizzo (ovvero determinare la curva caratteristica del ventilatore) (Figura 4.5).



Figura 4.1: Banco di portata installato presso l'EPL



Figura 4.2: Primo settore del banco di portata

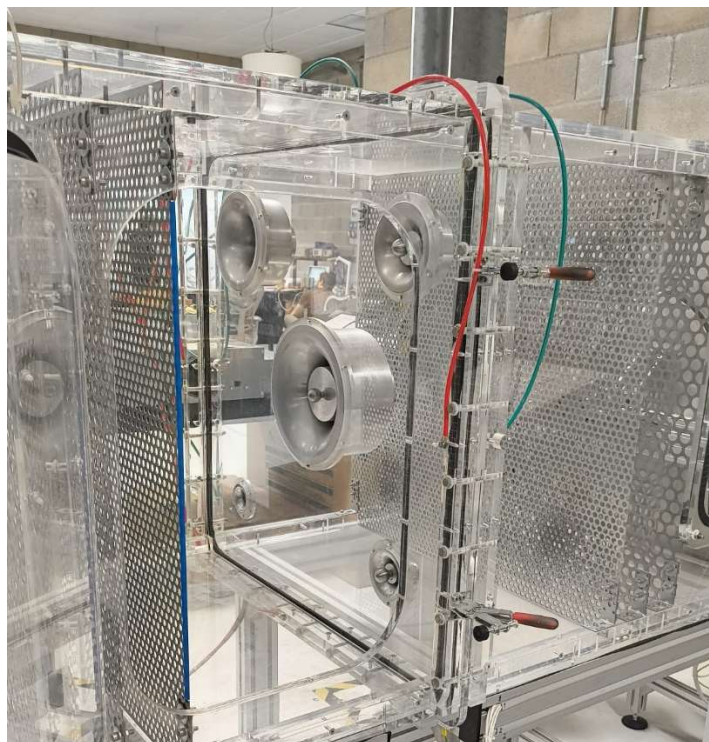


Figura 4.3: Secondo settore del banco di portata

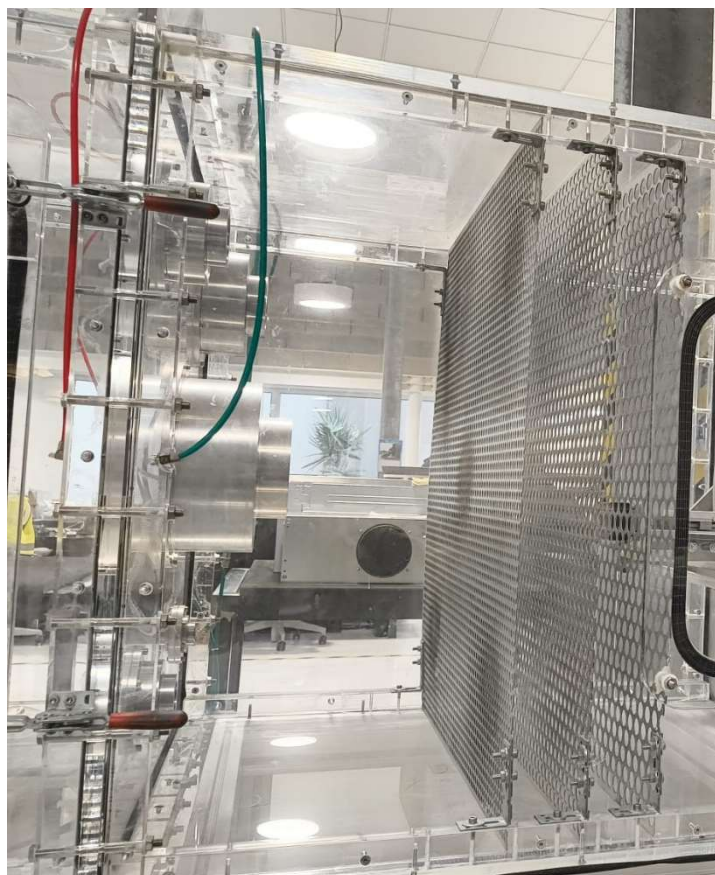


Figura 4.4: Terzo settore del banco di portata

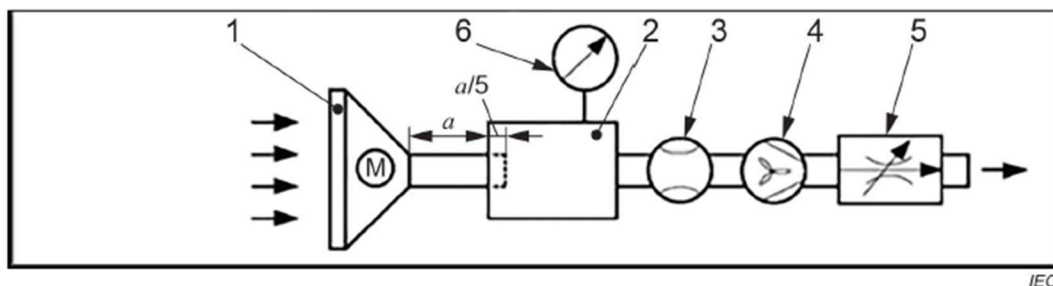


Figura 4.5: Quarto settore del banco di portata

In seguito alla suddivisione delle zone principali del banco, si elencano gli strumenti necessari alle prove e all'elaborazione dati:

- **PC di acquisizione dati**, utilizzato per registrare i dati durante i test, oltre che sfruttare un apposito software per controllare il banco prova e ricostruire la curva caratteristica del sistema testato;
- **Sensori di umidità e temperatura;**
- **Misuratori di pressione assoluta e differenziale;**
- **Wattmetro**, necessario per la misurazione della potenza elettrica assorbita;
- **Alimentatore statico**, necessario per regolare l'alimentazione del sistema;
- **Tachimetro digitale**, necessario per determinare il numero di rotazioni (in rpm), della girante durante la prova.

Per quanto riguarda la configurazione del banco prova, esistono diversi set-up definiti tramite la normativa IEC 61591, ma quella utilizzata per i test effettuati è la seguente (Figura 4.6):



a) Setup for cooking fume extractor with duct

Figura 4.6: Schema del banco di portata secondo la norma IEC 61591:2019

Partendo da sinistra verso destra, la figura mostra la disposizione della cappa o del ventilatore centrifugo (1), posto ad una distanza a , pari a cinque volte il diametro di uscita del condotto. Segue la camera di compensazione (2), in cui il condotto di collegamento interno ha un tratto pari ad $a/5$. Inoltre, qui si trova il manometro per la misurazione della pressione statica (6). Successivamente si ha il dispositivo di misurazione della pressione differenziale per la misurazione del flusso d'aria (3), che corrisponde alla parete dotata di ugelli citati precedentemente. Infine, si ha la valvola ausiliaria (4), che compensa le perdite di carico del banco e stabilizza il flusso in ingresso degli strumenti di misura), e il variatore di portata (5).[10]

4.3 Esecuzione di un test al banco prova

La caratterizzazione di un ventilatore centrifugo al banco prova richiede l'esecuzione di passaggi fondamentali, in modo tale da garantire che i test effettuati siano eseguiti correttamente.

I passaggi da eseguire per la realizzazione delle prove sono essenzialmente due:

- **Accensione del sistema e preparazione dell'elemento da testare;**
- **Misurazione e raccolta dati.**

Durante la prima fase, si attiva l'applicativo per controllare il banco prova e si definisce il set-up della prova. In particolare, per effettuare correttamente il test, si identifica e si collega il tubo IEC (Figura 4.7), avente la stessa sezione di uscita del campione al banco. In seguito, il ventilatore centrifugo viene collegato al tubo, assicurandosi che poggi su un carrello. Quest'ultimo viene utilizzato anche per sostenere la scatola

contenente la scheda elettronica e il tachimetro digitale, necessario per la lettura del numero dei giri della girante (Figura 4.8). La misura della velocità di rotazione avviene tramite un elemento riflettente posto sulla girante stessa. Per ridurre al minimo le perdite e garantire che la prova sia valida, si utilizza del nastro adesivo per occludere ogni fessura tra il condotto e il convogliatore.



Figura 4.7: Tubo IEC utilizzato per i test effettuati al banco di portata



Figura 4.8: Tachimetro digitale per la lettura del numero di giri

Successivamente, si accede sull'applicativo di controllo del banco, inserendo il titolo della prova e le caratteristiche del prodotto da testare, come il motore utilizzato, la dimensione della sezione di uscita e il fondo scala relativo alla pressione e alla portata stimata. Questi dati necessari servono a determinare gli ugelli da mantenere chiusi o aperti nel banco prova (Figura 4.9). Per la determinazione del rendimento fluidodinamico, il sistema funziona autonomamente, riconoscendo i dati di pressione, portata e potenza misurati. In particolare, il valore che si ottiene alla fine della prova per i vari punti misurati, viene determinato tramite la seguente equazione:

$$FDE = \frac{P_{aer}}{P_{ass}} [\%] \quad (4.1)$$

Con P_{aer} si indica la **potenza aeraulica**, determinata come il prodotto tra la pressione totale e la portata, e con P_{ass} la **potenza assoluta**, calcolata come il prodotto tra la coppia e la velocità angolare.

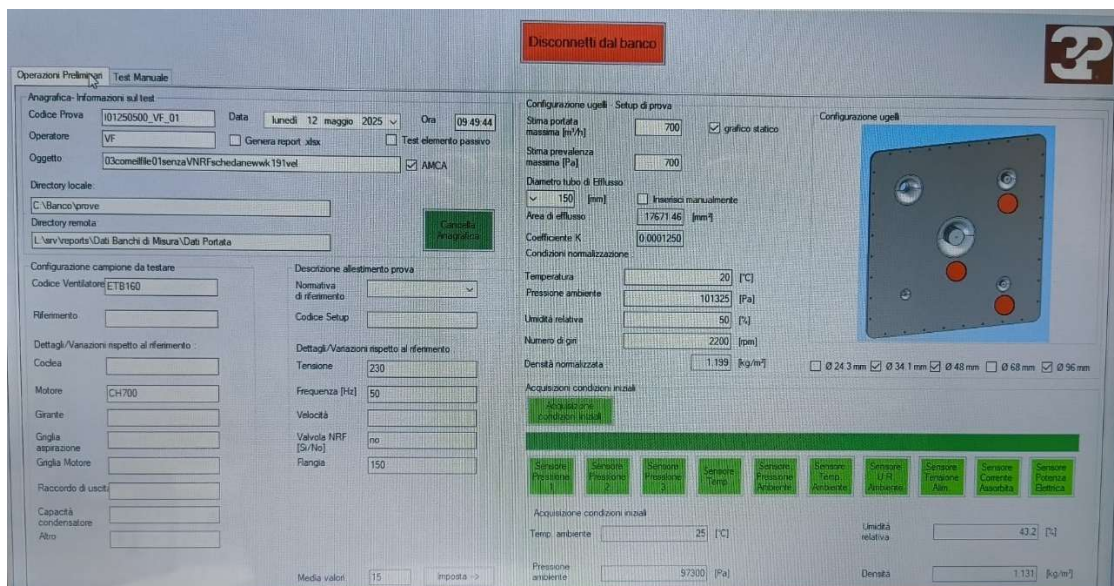


Figura 4.9: Pagina iniziale per impostare la prova al banco di portata

Una volta registrati questi dati, il gestionale attiva una seconda pagina, dedicata al controllo del prodotto, al controllo del ventilatore ausiliario e dello stantuffo, oltre alla raccolta dati.

Nella seconda fase si procede con l'effettiva accensione del ventilatore e l'acquisizione dei dati. Il sistema viene avviato e portato a regime, mantenendolo in funzione per circa 60 minuti. Successivamente, si attiva la ventola ausiliaria in modo tale da portare il ventilatore allo “zero”, ovvero nel punto in cui la pressione statica risulti uguale a zero (Figura 4.10).

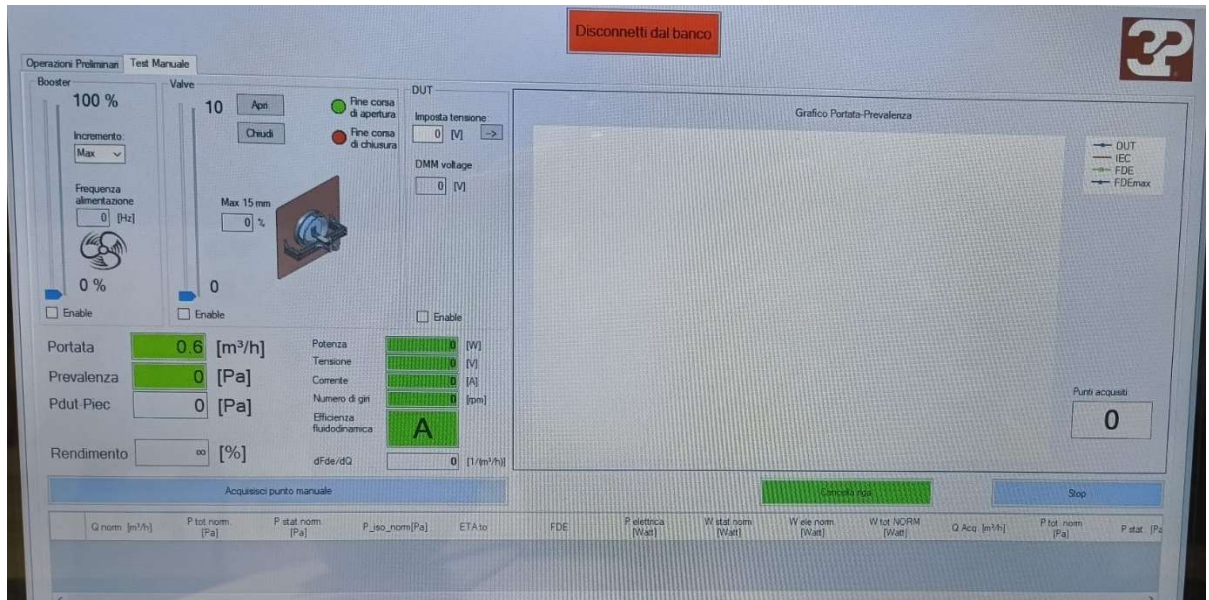


Figura 4.10: Pagina secondaria dedicata al controllo del banco

A partire da questo punto di funzionamento, corrispondente alla portata massima, si riduce progressivamente la velocità della ventola ausiliaria. Per ogni abbassamento di velocità, regolato tramite tacchette nell'apposito cursore, si effettua la misurazione, attendendo che i valori nella pagina di controllo siano stabili (simboleggiati dal colore verde). Questo procedimento prosegue fino a quando la velocità di funzionamento della ventola ausiliaria arrivi a zero.

Raggiunto il completo spegnimento della ventola, si prosegue la caratterizzazione agendo sul variatore a stantuffo. Tramite l'apposito cursore, è possibile determinare la sua chiusura progressiva. Anche in questo caso, ogni volta che si agisce sul cursore occorre attendere che i valori misurati si stabilizzino, prima di raccogliere i dati. Questo processo continua fino alla completa chiusura del variatore, che porta alla conclusione della prova.

Al termine, il sistema consente di salvare i dati in formato Excel, al fine di analizzare ed elaborare i dati accumulati con il test eseguito.

CAPITOLO 5: OTTIMIZZAZIONE E VALIDAZIONE DI VENTILATORI CENTRIFUGHI

In questo capitolo viene descritto lo studio e l'ottimizzazione del ventilatore centrifugo ETB 140, con l'obiettivo di incrementarne le prestazioni rispetto ad una soluzione di riferimento. Il lavoro si basa sull'applicazione di metodologie di progettazione avanzate, con lo scopo di migliorare le prestazioni del sistema.

Per ottenere questi risultati, sono state sviluppate diverse soluzioni, testate ed analizzate mediante banco prova e successivamente con analisi CFD. Tale approccio ha permesso di valutare l'efficacia delle diverse configurazioni ed individuare la più adatta.

5.1 Schema delle attività svolte

Lo scopo principale è stato migliorare le prestazioni fluidodinamiche di un ventilatore centrifugo prodotto dall'azienda Elica S.p.A., denominato ETB 140 (Figura 5.1), confrontandolo con un secondo modello, l'ETB 160 (Figura 5.2). In particolare, pur condividendo con il modello superiore lo stesso motore elettrico e la stessa girante, il primo si differenzia per la presenza di un convogliatore di dimensioni ridotte. L'obiettivo finale consiste nell'individuare una configurazione ottimizzata, in cui sono richieste elevate prestazioni con ingombri ridotti.

Per raggiungere tale obiettivo, lo studio è stato suddiviso nelle seguenti fasi:

- **Analisi delle componenti di partenza e valutazione delle prestazioni:** si descrivono tecnicamente i ventilatori considerati e le criticità prestazionali;
- **Caratterizzazione sperimentale e numerica iniziale:** si descrivono le prime prove al banco per stabilire un confronto iniziale tra i modelli e la simulazione fluidodinamica dell'ETB 140, al fine di validarne il modello ed utilizzarlo per le soluzioni successive;
- **Ottimizzazione del convogliatore ETB 140:** in questa fase si valutano i parametri utili all'ottimizzazione, definendone le procedure di progettazione e le scelte effettuate. In seguito, vengono mostrati i risultati delle prove al banco e le simulazioni effettuate;
- **Analisi combinata delle soluzioni:** in quest'ultima fase, si combinano insieme le diverse configurazioni ottimizzate, in modo tale da ottenere ulteriori varianti

da considerare. Inoltre, tutte le soluzioni ottenute vengono ulteriormente confrontate tramite una cappa prototipo, utile a valutarne il comportamento all'interno di un assieme completo.



Figura 5.1: Ventilatore centrifugo ETB 140



Figura 5.2: Ventilatore centrifugo ETB 160

L'analisi svolta sulle configurazioni iniziali e quelle sviluppate successivamente, ha preso in considerazione le condizioni fluidodinamiche ottenibili con il motore imposto a regime massimo. Tale scelta deriva dalla volontà di acquisire dati relativi alle prestazioni su un intero intervallo di portate e pressioni, anziché per una specifica condizione di lavoro o velocità prefissata.

Di seguito si procede con la descrizione dettagliata dell'attività sperimentale svolta, partendo dalla descrizione tecnica dei componenti di base e terminando con la valutazione prestazionale delle configurazioni ottimizzate.

5.2 Descrizione dei convogliatori e analisi delle prestazioni

Il punto di partenza per l'analisi delle prestazioni iniziali dei convogliatori è la definizione delle componenti principali che li contraddistinguono. In generale, un ventilatore centrifugo è caratterizzato da quattro componenti fondamentali:

- **Coclea;**
- **Girante;**
- **Motore;**
- **Supporto motore.**

Come definito precedentemente, sia il convogliatore ETB 140 sia l'ETB 160, condividono alcune componenti, ovvero la girante, il motore ed il supporto motore.

Nello specifico, la girante (Figura 5.3; Figura 5.4), presenta le seguenti caratteristiche:

- Diametro esterno: 150 mm;
- Diametro interno: 125 mm;
- Pale: sono 59 e disposte con curvatura in avanti, tali da seguire il verso di rotazione. Inoltre, tra il lato sinistro e il destro è presente una sfasatura di 6.1° , utile alla riduzione del rumore;
- Spessore delle pale: 2 mm;
- Larghezza delle pale: 63 mm;
- Diametro del foro di calettamento: 7 mm;



Figura 5.3: Vista superiore della girante di partenza



Figura 5.4: Vista laterale della girante di partenza

Per quanto riguarda il motore considerato, si tratta di un motore brushless da 165 W [Watt] (Figura 5.5), gestito tramite una scheda elettronica per il controllo della velocità di rotazione.

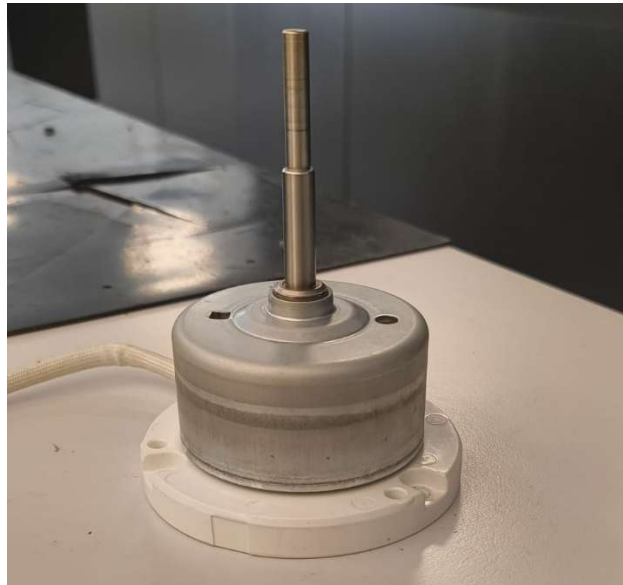


Figura 5.5: Motore considerato per i ventilatori centrifughi

Se si considera il supporto motore (Figura 5.6; Figura 5.7), le dimensioni che lo contraddistinguono sono le seguenti:

- Diametro: 155 mm;
- Altezza; 35 mm.



Figura 5.6: Vista laterale del supporto motore



Figura 5.7: Vista superiore del supporto motore

L'unica componente che varia tra i due ventilatori è la coclea. Nel caso dell'ETB 140 presenta le seguenti caratteristiche (Figura 5.8; Figura 5.9):

- Diametro del foro di aspirazione: 120 mm;
- Profondità: 173 mm;
- Altezza: 200 mm;
- Lunghezza: 220 mm;
- Altezza del setto nella zona centrale: 56.85 mm;
- Altezza del setto nella zona laterale: 70 mm;
- Diametro della flangia in mandata: 145.5 mm.

Inoltre, la forma della coclea è stata realizzata con una variazione progressiva di tre raggi, corrispondenti a:

- 80 mm;
- 94 mm;
- 107 mm.



Figura 5.8: Vista laterale del convogliatore ETB 140



Figura 5.9: Vista frontale del convogliatore ETB 140

Per quanto riguarda l'ETB 160 (Figura 5.10; Figura 5.11), le dimensioni principali sono:

- Diametro del foro di aspirazione: 120 mm;
- Profondità: 180 mm;
- Altezza: 213 mm;
- Lunghezza: 230 mm;
- Altezza del setto nella zona centrale: 32 mm;
- Altezza del setto nella zona laterale: 56 mm;
- Diametro della flangia in mandata: 145.5 mm.

Come nella coclea precedente, i raggi progressivi utilizzati per definire la forma della coclea sono tre:

- 80 mm;
- 101.5 mm;
- 116 mm.



Figura 5.10: Vista laterale del convogliatore ETB 160



Figura 5.11: Vista frontale del convogliatore ETB 160

5.2.1 Valutazione delle prestazioni iniziali al banco prova

Successivamente alla definizione dei parametri geometrici della configurazione da sviluppare e quella di confronto, si è passati alla determinazione delle prestazioni iniziali. Al fine di garantire un paragone tecnicamente valido fra i due ventilatori, sono stati considerati diversi parametri e le curve caratteristiche relative, utili per comprendere il comportamento fluidodinamico ed eventuali punti di forza e debolezza.

In particolare, i parametri fondamentali presi in esame sono quattro:

- Portata $Q \left[\frac{m^3}{h} \right]$;
- Variazione di pressione ΔP [Pa];
- Prevalenza H [m]
- Rendimento fluidodinamico, calcolato come

Tramite questi parametri, i risultati sono stati poi confrontati mediante i grafici seguenti:

- Curva Portata-Variazione di pressione;
- Curva Portata-Rendimento;
- Curva Portata-Prevalenza.

Oltre ai valori citati precedentemente, sono stati considerati anche i coefficienti adimensionali ϕ e ψ , legati al flusso e alla pressione, utilizzati per confrontare le prestazioni tramite il grafico $\phi - \psi$.

Prendendo in considerazione la procedura di test al banco descritta nel capitolo precedente, lo studio si è concentrato sul valutare le prestazioni fornite dalle configurazioni descritte.

I risultati ottenuti per il sistema ETB 140 sono riportati all'interno della seguente tabella:

Q[m ³ /h]	P _{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	P _{wg} [W]	N [RPM]	IEC	FDE Index [%]	H [m]
0.7	548.0	547.0	66.5	2825.92	0.0	0.16	45.52
182.3	501.0	496.0	87.6	2824.32	4.2	28.67	41.27
429.8	539.0	511.0	159.5	2820.52	23.1	38.25	42.52
486.0	523.0	488.0	173.5	2771.92	29.5	37.97	40.61
498.9	506.0	469.0	173.0	2732.80	31.1	37.57	39.03
509.7	490.0	452.0	171.9	2695.32	32.5	37.23	37.61
625.3	352.0	295.0	169.4	2340.96	48.9	30.25	24.55
787.2	170.0	78.0	165.0	1844.80	77.5	10.34	6.49
844.3	106.0	0.0	163.9	1718.48	89.1	0.00	0.00

Tabella 5.1: Risultati al banco prova del convogliatore ETB 140

Successivamente, è stato eseguito il test al banco del convogliatore ETB 160, dal quale sono stati ottenuti i seguenti risultati:

Qc[m3/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	Pwg[W]	N [RPM]	IEC [Pa]	FDE Index [%]	H [m]
0.7	588.0	588.0	64.8	2829.68	0.0	0.18	48.93
353.1	525.0	507.0	123.1	2823.40	15.6	40.40	42.19
467.0	524.0	491.0	158.3	2823.92	27.3	40.24	40.86
498.9	521.0	484.0	168.3	2824.56	31.1	39.85	40.28
510.8	520.0	481.0	171.4	2826.88	32.6	39.82	40.03
522.1	514.0	474.0	173.5	2814.48	34.1	39.62	39.44
629.5	393.0	334.0	172.0	2530.32	49.5	33.96	27.79
820.7	184.0	84.0	167.3	1977.40	84.2	11.45	6.99
891.1	118.0	0.0	165.8	1809.08	99.3	0.00	0.00

Tabella 5.2: Risultati al banco prova del convogliatore ETB 160

Osservando i risultati ottenuti, si evince che il secondo modello, date le dimensioni maggiori rispetto al convogliatore ETB 140, presenta valori superiori per tutti i parametri considerati. In particolare, il dato relativo alla portata generata in uscita corrisponde a $891.1 \text{ m}^3/\text{h}$, circa $47 \text{ m}^3/\text{h}$ in più rispetto al modello di dimensioni inferiori.

Ulteriori dati da evidenziare sono la pressione totale, la variazione di pressione e alla prevalenza H, pari a 588 Pa e a 48.93 m. Per quanto riguarda il rendimento fluidodinamico, il sistema ETB 160 presenta un valore di picco pari a 40.40%. Tale dato è nettamente maggiore rispetto al modello testato per primo, che si ferma a 38.25%, e che presenta valori di pressione totale, pressione statica e prevalenza pari a 548 Pa, 547 Pa e 45.52 m.

Oltre alla visualizzazione numerica, sono stati realizzati i grafici di confronto seguenti:

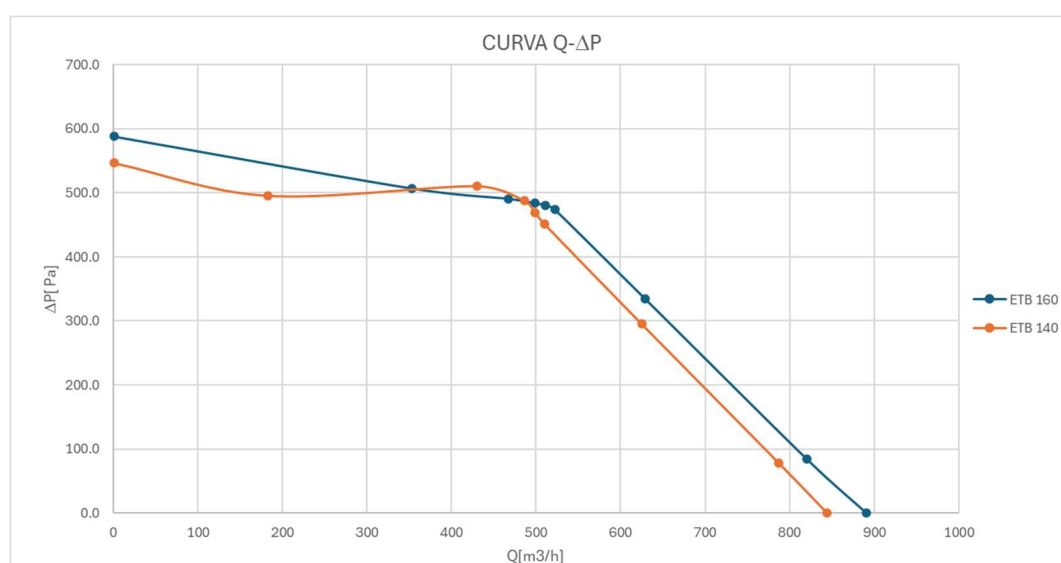


Figura 5.12: Curve di Portata-Pressione Statica per ETB 140 e ETB 160

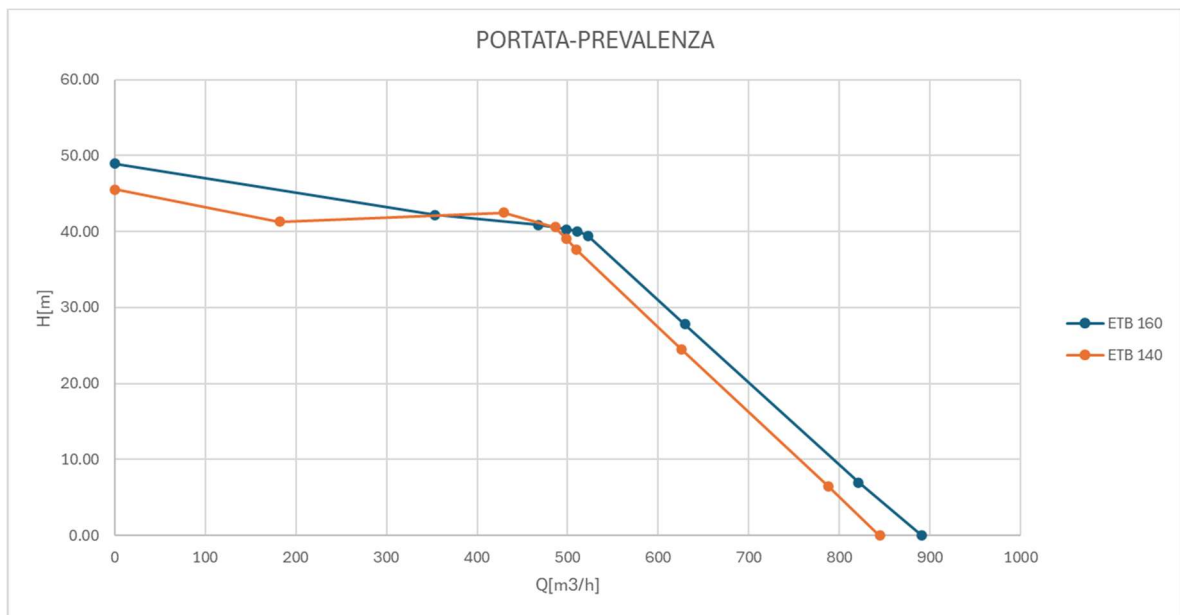


Figura 5.14: Curve di Portata-Prevalenza per ETB 140 e ETB 160

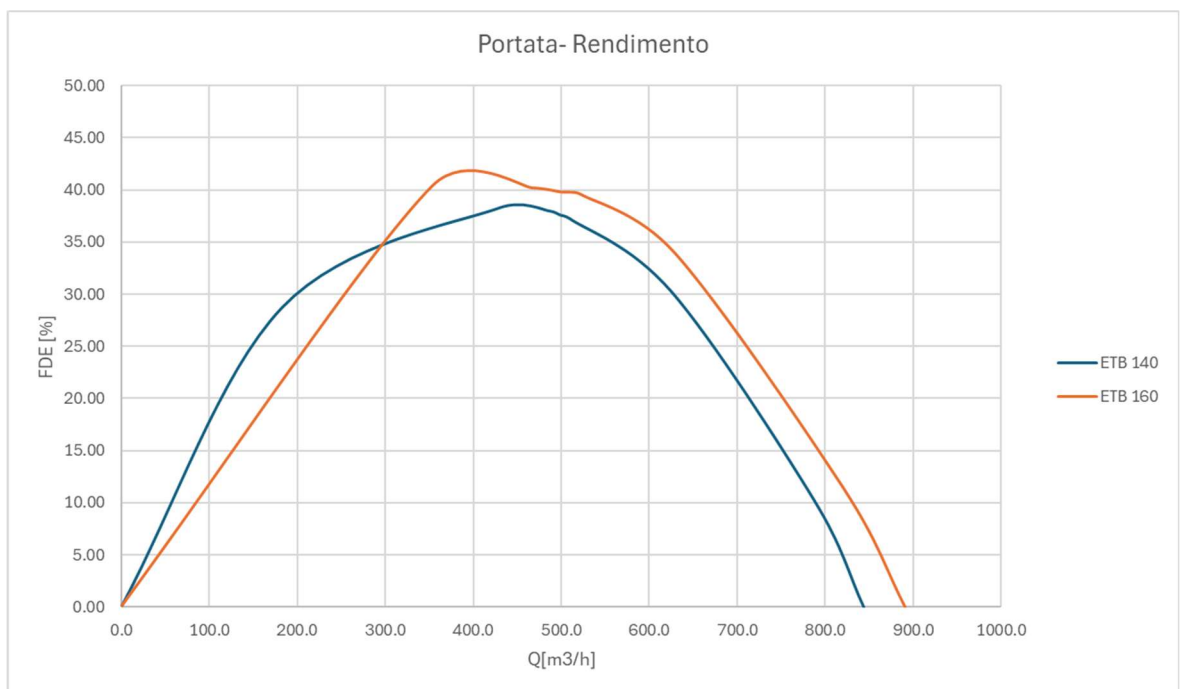


Figura 5.15: Curve di Portata-Rendimento fluidodinamico per ETB 140 e ETB 160

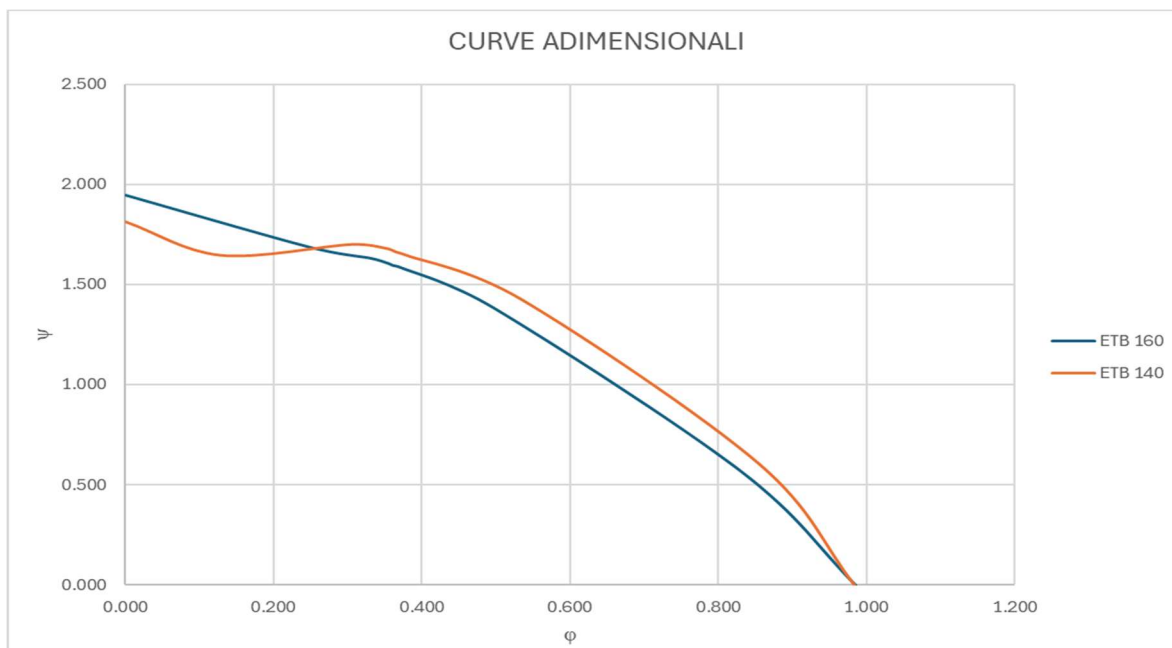


Figura 5.16: Curve relative ai parametri adimensionali per ETB 140 e ETB 160

Analizzando le curve caratteristiche, si osserva come il sistema ETB 160 garantisce prestazioni superiori lungo tutto l'intervallo di portate misurate rispetto all'ETB 140. Inoltre, osservando la curva portata-rendimento, emerge che il sistema di dimensioni maggiori assicura un rendimento fluidodinamico costantemente più elevato rispetto al sistema ETB140, probabilmente grazie ad una migliore progettazione della coclea e ad un dimensionamento più adeguato rispetto al sistema di dimensioni ridotte.

Le uniche condizioni in cui il ventilatore ETB140 presenta prestazioni superiori rispetto al secondo sono quelle relative alla portata generata nell'intervallo compreso tra i 350 e i 500 m^3/h e al rendimento fluidodinamico calcolato nelle zone in cui la portata varia da 300 a 0 m^3/h .

Un dato interessante emerge dall'analisi dalla curva relativa ai coefficienti adimensionali che, rispetto alle curve precedenti, mostra come le prestazioni tra i due ventilatori siano in realtà molto simili, con il sistema ETB 140 che risulta addirittura superiore rispetto all'ETB 160.

In generale, quindi, si può affermare che il ventilatore ETB 160 funziona meglio nella condizione in cui la portata generata è elevata, mentre il sistema ETB 140 lavora in modo simile al primo nella condizione in cui la portata è minore e quando occorre garantire una maggiore incremento di pressione statica.

5.3 Sviluppo del modello CFD e confronto con i dati al banco

Successivamente alla valutazione delle prestazioni dei due ventilatori al banco prova, lo studio si è concentrato sullo sviluppo di un modello CFD finalizzato all'analisi del comportamento fluidodinamico del flusso all'interno delle configurazioni ottenute. La simulazione, oltre a validare i risultati sperimentali, rappresenta uno strumento utile per determinare le aree critiche, analizzare i fenomeni che comportano la perdita delle prestazioni ed individuare le zone in cui è possibile migliorare il convogliatore ETB 140, oggetto di questo lavoro.

L'applicazione utilizzata per l'impostazione e l'effettivo calcolo numerico è Ansys Fluent, software largamente utilizzato nelle simulazioni fluidodinamiche per la risoluzione di moti turbolenti per geometrie complesse.

Per ottenere un calcolo numerico affidabile è fondamentale impostare correttamente i parametri necessari, sia durante la fase di realizzazione del dominio di studio, sia in fase di impostazione del calcolo. In particolare, per la preparazione delle simulazioni è stata utilizzata una procedura di best practice interna, sviluppata ed ottimizzata per lo studio di ventilatori centrifughi.

I parametri utilizzati e l'impostazione dell'analisi sono stati mantenuti invariati per tutte le simulazioni successive, in modo da garantire un confronto ottimale tra le varie configurazioni.

5.3.1 Preparazione del modello ed impostazione del mesh

Prima di determinare l'impostazione della simulazione, è stato realizzato il dominio fluido utilizzato per le analisi numeriche. A partire dal modello CAD del sistema ETB140 (Figure 5.17 - 5.19), oggetto dell'attività di analisi e ottimizzazione, è stato creato il dominio fluido mediante SpaceClaim, applicazione integrata nel workbench di Ansys.

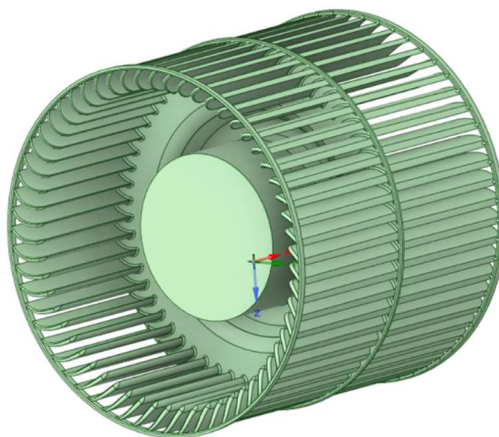


Figura 5.17: Modello CAD della girante di produzione

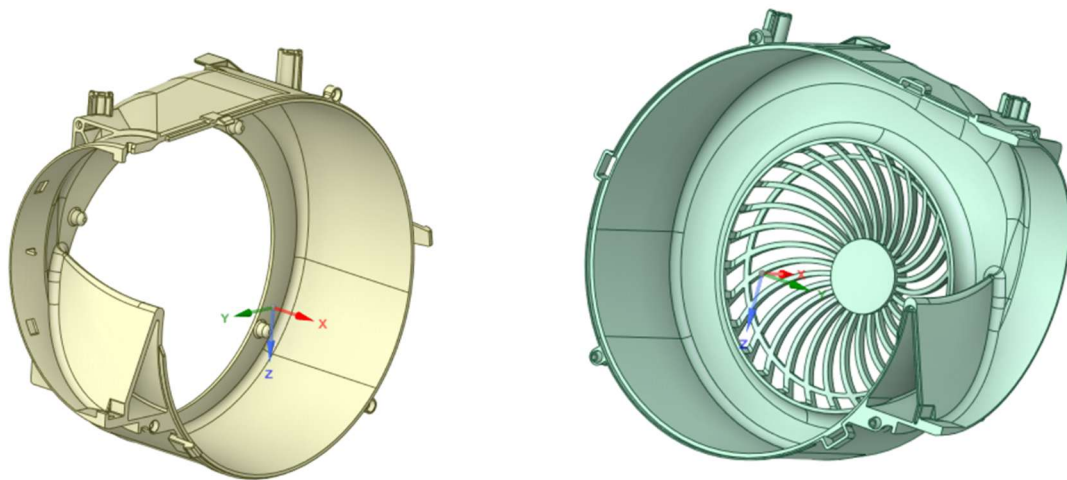


Figura 5.18: Modello CAD del convogliatore ETB 140

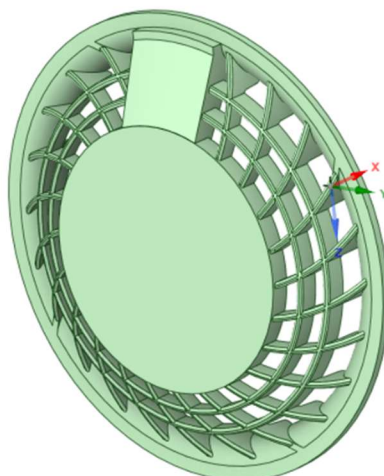


Figura 5.19: Modello CAD del supporto motore

In seguito alla semplificazione del modello CAD (finalizzata a evitare la presenza di zone critiche del convogliatore e della girante), e la successiva costruzione del volume fluido, il dominio è stato suddiviso in due regioni distinte:

- Statore;
- Rotore.

Lo statore (Figure 5.20-5.22); rappresenta la regione fluida relativa al convogliatore, alla zona di ingresso del flusso (costituita da due semisfere poste nelle zone di aspirazione del convogliatore), alla tubazione di uscita e alla camera di calma. Per la costruzione di tale dominio, sono state adottate le seguenti dimensioni:

- il diametro utilizzato per le semisfere corrisponde a quattro volte il diametro della bocca di aspirazione del convogliatore;

- la lunghezza della tubazione di uscita è pari a otto volte il diametro della bocca della flangia in mandata;
- il diametro della camera di calma corrisponde a tre volte il diametro della bocca della flangia in mandata, mentre la lunghezza della camera è pari a quella della camera di calma del banco prova reali, che è pari a 850 mm.

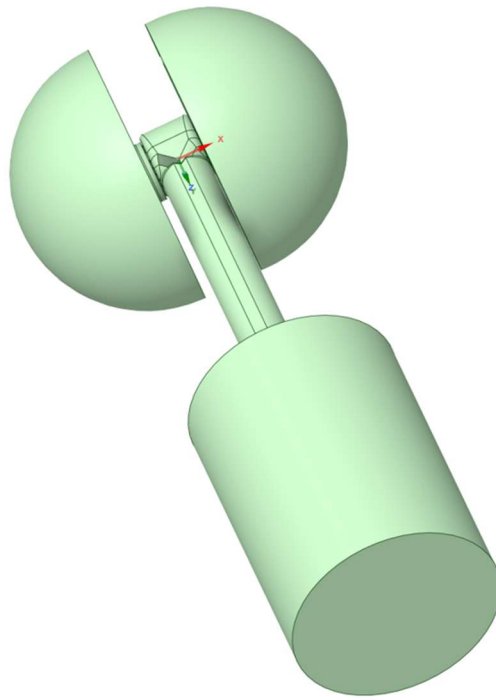


Figura 5.20: Volume fluido per lo statore

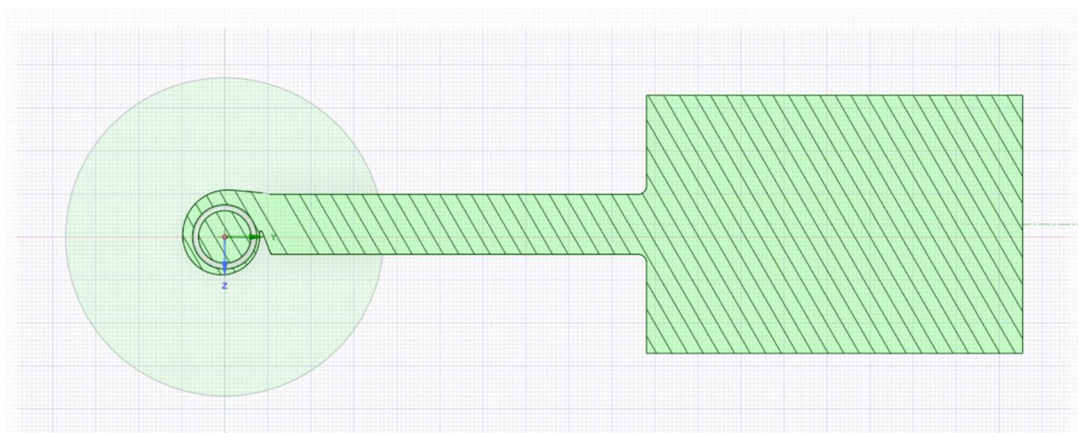


Figura 5.21: Sezione laterale del volume fluido relativo allo statore

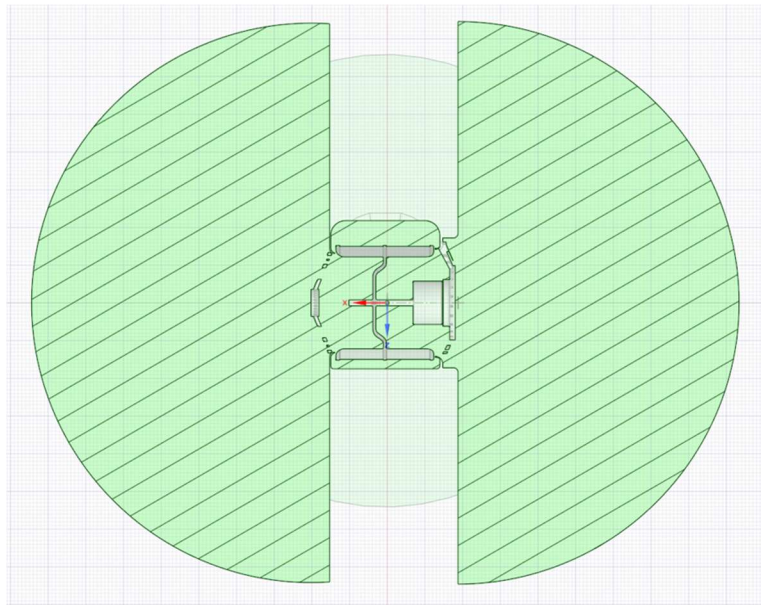


Figura 5.22: Sezione posteriore del volume fluido relativo allo statore

Per quanto riguarda il rotore, (Figura 5.23; Figura 5.24), esso costituisce la regione fluida attraversata dalla girante. In questo caso, non sono stati adottati particolari criteri geometrici di costruzione, ma è stato generato un volume di controllo attorno alla girante stessa e successivamente è stata realizzata una sottrazione booleana. In questo modo, è stata isolata solo la zona in cui il fluido è posto in rotazione.

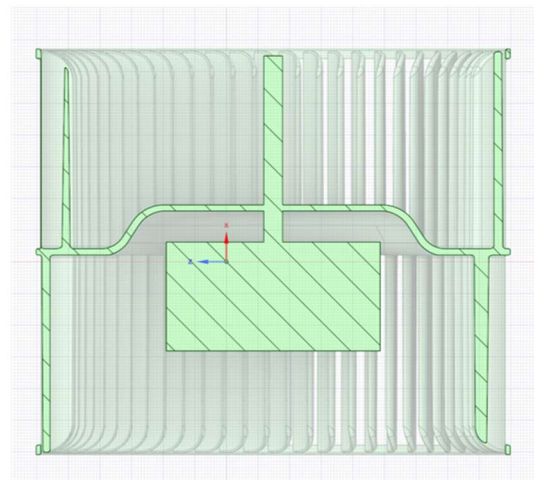
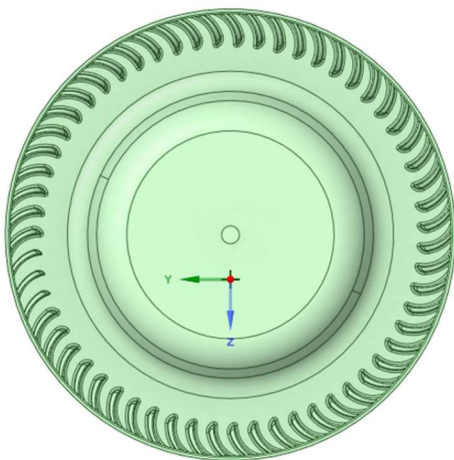


Figura 5.23: Vista superiore e sezione della girante considerata per il rotore

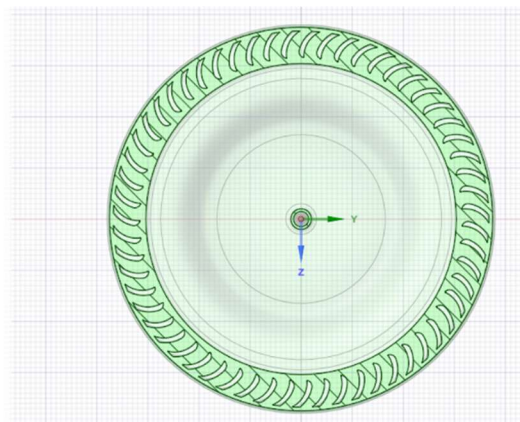
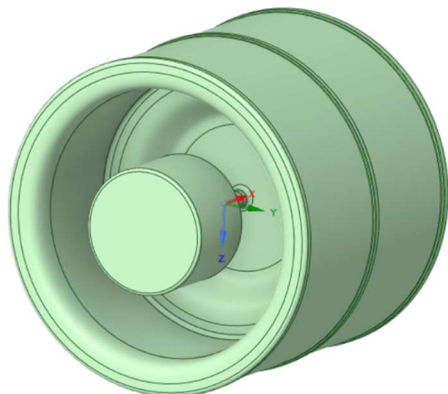


Figura 5.24: Volume fluido relativo al rotore

Definito il dominio di studio, si è proceduto all'impostazione del mesh. Per la discretizzazione è stata utilizzata una mesh di tipo *Poly-Hexcore*. La scelta di questo modello è dovuta alla possibilità di combinare i vantaggi delle celle poliedriche e di quelle esaedriche, ampiamente utilizzate nelle analisi CFD.

In particolare, tale metodo consente di utilizzare le celle poliedriche nelle zone vicino alle pareti, in cui occorre rappresentare accuratamente i fenomeni turbolenti e le regioni caratterizzate da elevati gradienti di velocità. Contemporaneamente, considera le celle esaedriche nelle zone centrali del dominio, in cui è richiesta minore precisione. Questo approccio favorisce una buona qualità della soluzione e una riduzione del tempo di calcolo.

Per quanto riguarda la generazione della mesh (Figura 5.25), sono stati impostati i seguenti parametri:

- Minimum Size: 0.0006 m;
- Maximum Size: 0.016 m;
- Growth Rate: 1.12;
- Curvature Normal Angle: 18°.

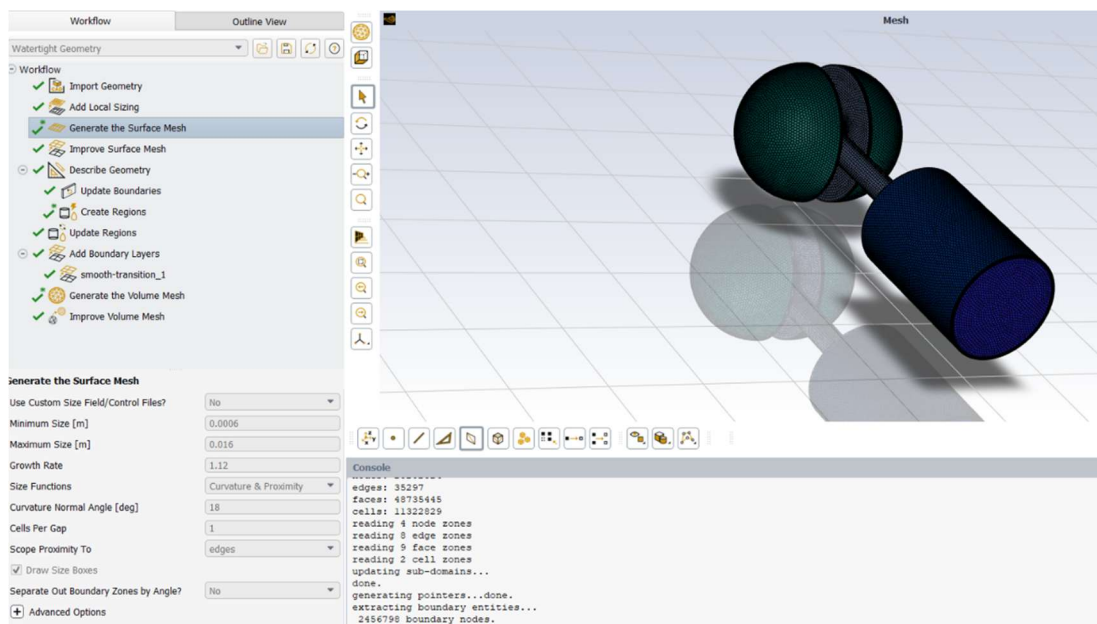


Figura 5.25: Impostazioni per la generazione della mesh applicate in Ansys Fluent

Oltre ciò, sono stati applicati metodi di ottimizzazione finalizzati alla riduzione del parametro relativo allo *skewness* delle celle generate (Figura 5.26). In particolare, il valore massimo scelto è pari a 0.7. Tale parametro è fondamentale poiché consente di misurare il grado di deformazione delle celle rispetto alla forma ideale e di migliorarne la qualità, così da ottenere una mesh più accurata e risultati numerici affidabili.

Una volta definite le condizioni al contorno, sono stati selezionati i parametri relativi allo strato limite e della tipologia di celle da utilizzare per la discretizzazione del volume di studio. In particolare, il numero di strati scelti è pari a 5, con un valore di Growth Rate pari a 1.2 (Figura 5.27).

Attraverso tali impostazioni, è stata ottenuta una mesh composta da circa cinque milioni di celle (Figure 5.28-5.31).

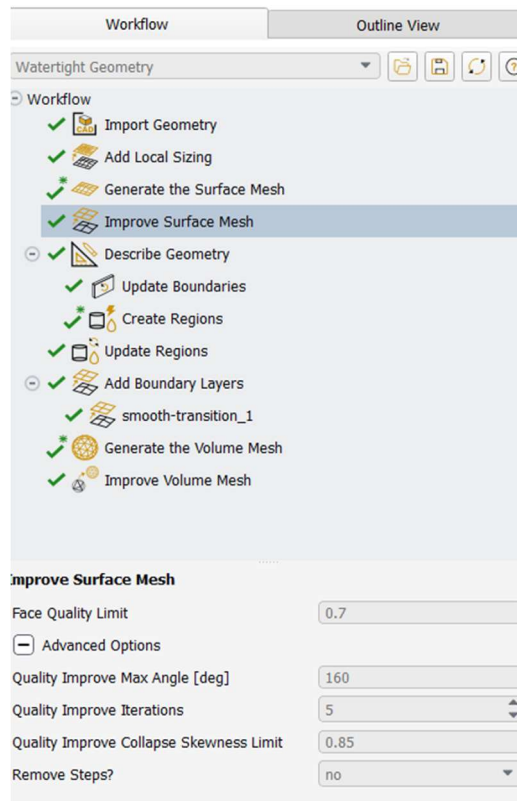


Figura 5.26: Impostazione dello skewness per migliorare la mesh ottenuta

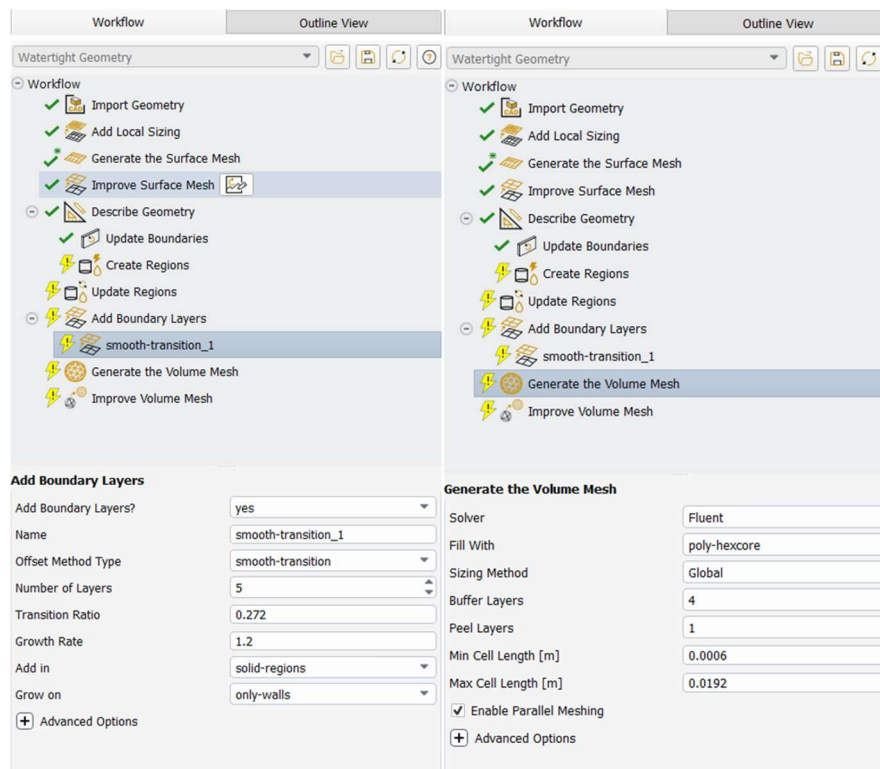


Figura 5.27: Impostazioni utilizzate per generare la mesh volumetrica

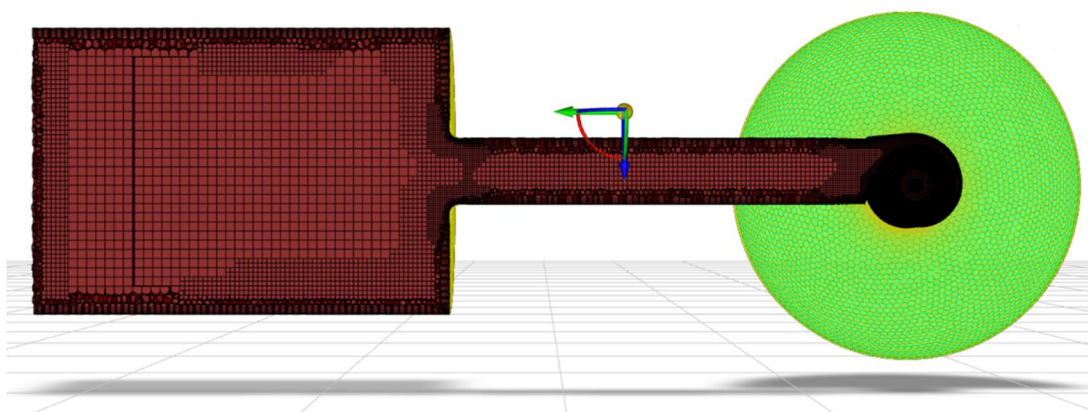


Figura 5.28: Mesh volumetrica finale

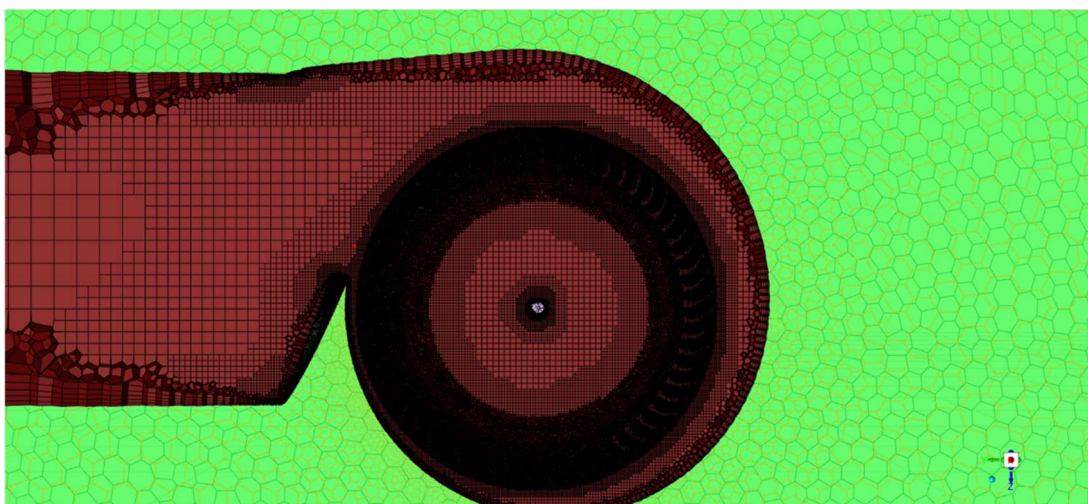


Figura 5.29: Mesh in prossimità del convogliatore

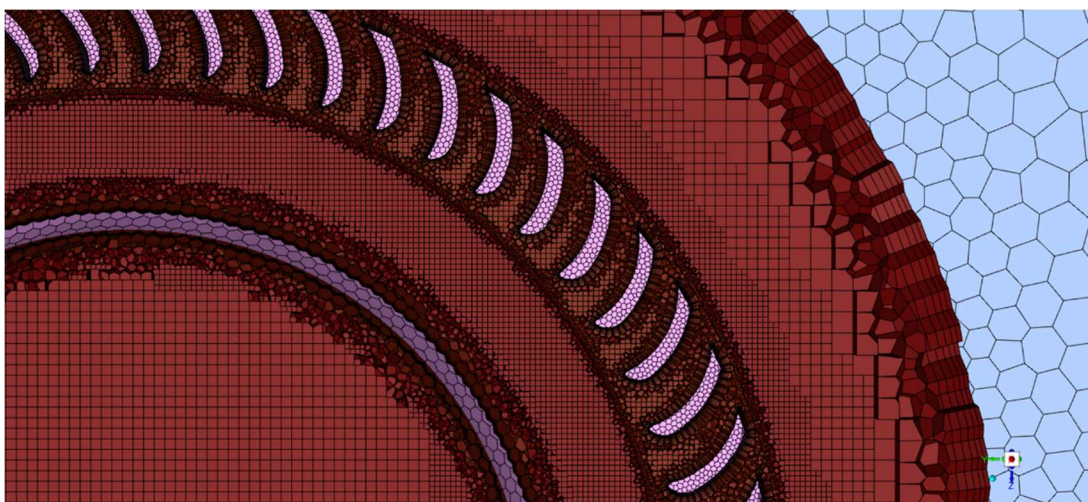


Figura 5.30: Mesh realizzata in prossimità del rotore

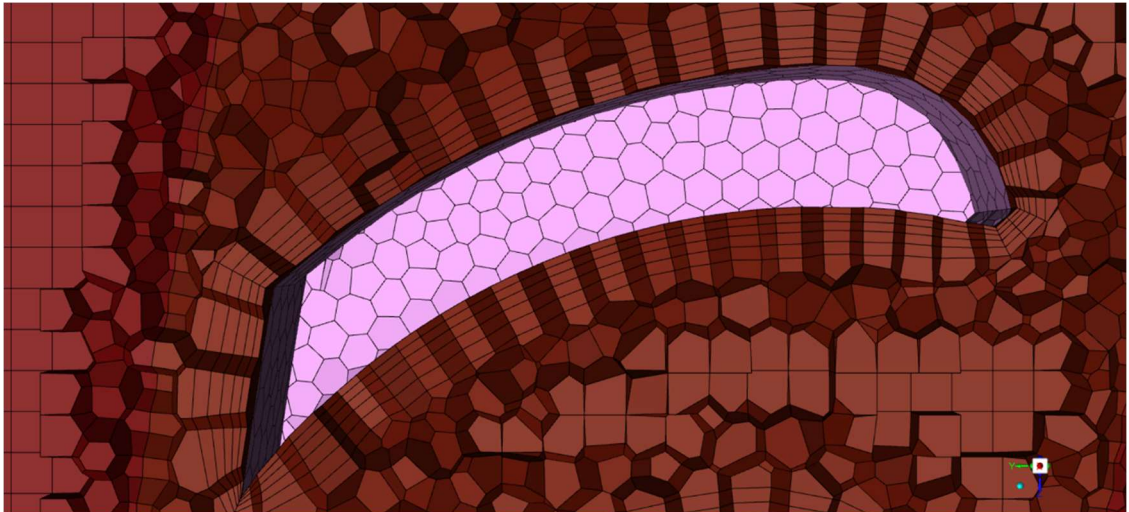


Figura 5.31: Mesh ottenuta in prossimità delle pale

5.3.2 Impostazione della fisica

In seguito alla definizione della mesh, sono stati selezionati i modelli per la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, il modello di turbolenza e le ulteriori impostazioni necessarie per la rappresentazione della fisica del problema.

Il primo passaggio effettuato è stato la definizione delle *Boundary Condition* del dominio fluido necessarie alla simulazione. Le superfici del dominio sono state classificate come:

- **Inlet:** è costituito dalle semisfere poste in corrispondenza dell'aspirazione del ventilatore centrifugo; è stato impostato come *Pressure Outlet*, in modo tale da considerare la pressione del fluido nella zona di ingresso alla pressione atmosferica;
- **Outlet:** corrisponde alla parete posteriore della camera di calma; è stata impostata come *Mass Flow Outlet*, così da definire un determinato valore di portata in uscita. Questa impostazione è stata affinché i valori di portata simulati risultassero coerenti con quelli ottenuti nelle prove sperimentali;
- **Wall:** è costituito dalle pareti interne del ventilatore; tali zone sono state impostate come *Wall* in modo tale da ottenere un comportamento verosimile del fluido all'interno del ventilatore e di analizzare le separazioni del fluido;
- **No Shear:** corrisponde alle pareti della tubazione di uscita del fluido dal convogliatore; tali superfici sono state considerate inizialmente come *Wall*, ma successivamente modificate per impostare condizioni di *slip*. In questo caso,

diversamente dalle superfici precedenti, non si vogliono considerare le turbolenze e le separazioni nel canale di uscita, poiché lo studio si concentra sull'ottimizzazione del ventilatore.

Per quanto riguarda la girante, è stata creata una regione dedicata alle relative superfici, denominata *Blades*, definita come *Frame Motion*, con lo scopo di simulare il moto rotatorio della girante reale.

In seguito, è stato scelto il modello per la risoluzione numerica delle equazioni all'interno del volume fluido. In particolare, per le simulazioni è stato adottato l'approccio RANS (Reynolds Average Navier-Stokes), largamente utilizzato per lo studio di fenomeni turbolenti. Per quanto riguarda il modello di turbolenza utile all'approssimazione dei fenomeni è stato scelto il modello SST- ω .

Successivamente, sono state impostate le condizioni relative al moto della girante e alle portate nelle diverse condizioni operative. Per fare ciò, sono stati selezionati alcuni punti di funzionamento tra quelli ottenuti durante le prove sperimentali, considerandone la portata e il numero di giri. I punti di funzionamento analizzati sono:

- Il punto di funzionamento a portata bassa (intervallo compreso tra i 150 e i 350 m^3/h);
- Il punto di funzionamento in cui si ottiene l'efficienza fluidodinamica massima;
- Il punto di funzionamento a portata media (intervallo compreso tra i 500 e i 600 m^3/h);
- Il punto di funzionamento a portata medio-alta (intervallo compreso tra 600-700 m^3/h);
- Il punto di funzionamento a portata massima, a cui corrisponde il numero di giri minimo.

La scelta di tali punti è stata effettuata al fine di osservare il comportamento del flusso nelle varie configurazioni testate al banco, simulando così condizioni di funzionamento simili a quelle reali.

Sulla base di questi punti, sono state impostate delle equazioni per simulare, mediante una singola analisi numerica, tutte le condizioni operative citate precedentemente, associandole al numero di iterazioni della simulazione.

La prima equazione, denominata m_{flow} (Figura 5.32), è stata associata alla superficie di uscita. In questo modo, è stato imposto un controllo sulla portata in uscita dal sistema.

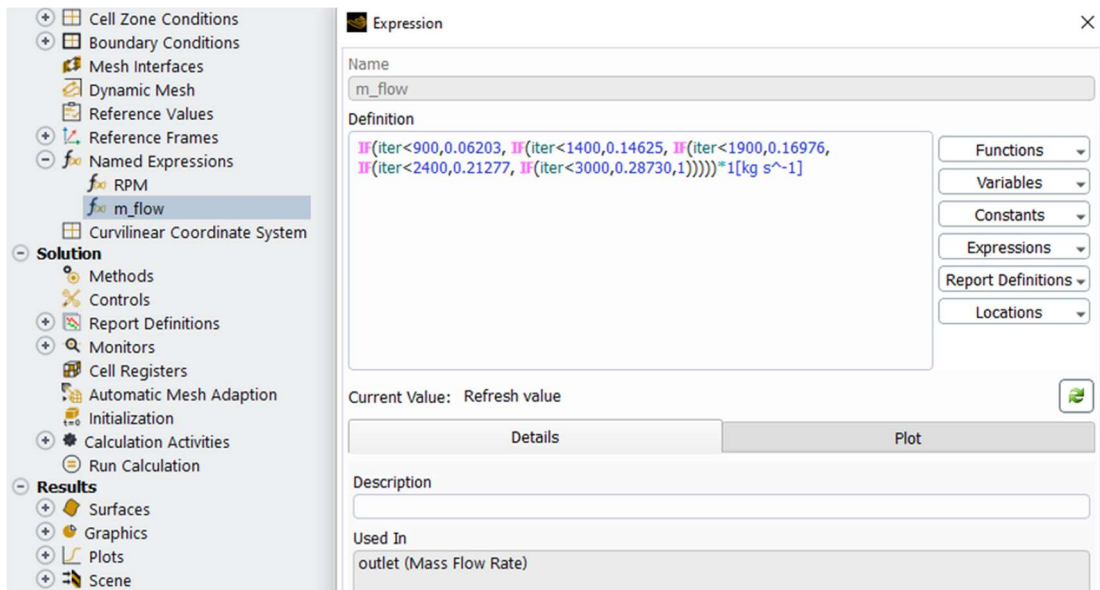


Figura 5.32: Funzione *m_flow* utilizzata per impostare la portata in Outlet

La seconda equazione, denominata *RPM* (Figura 5.33), è stata associata alla girante. In questo modo è stato possibile controllare il valore del numero di giri associato ai punti di funzionamento simulati.

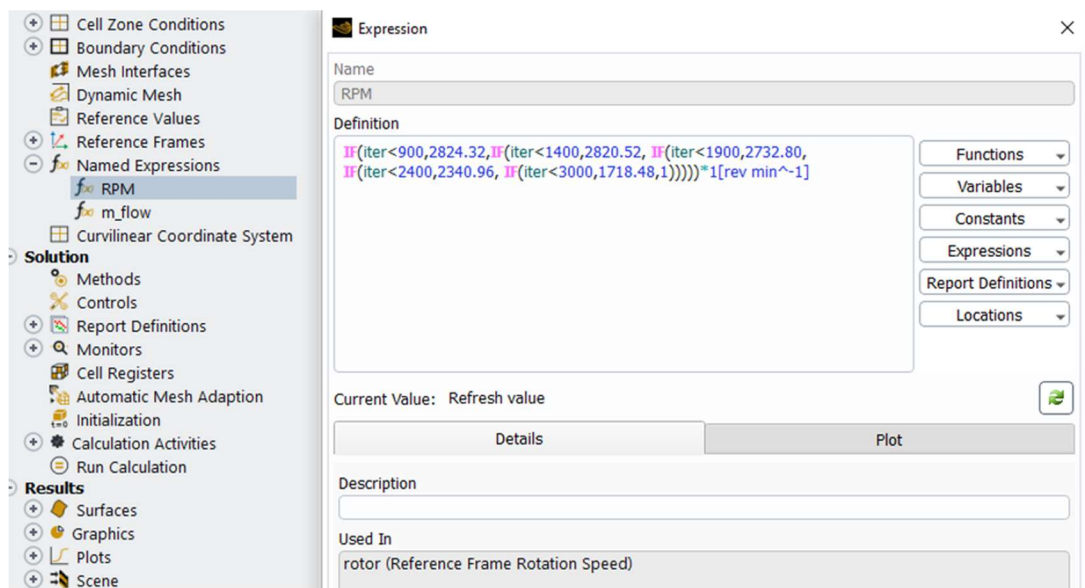


Figura 5.33: Funzione *RPM* utilizzata per controllare la rotazione della girante

Per svolgere il calcolo sono state impostate 3000 iterazioni, suddivise in:

- 900 iterazioni nel caso iniziale, soprattutto perché all'inizio del calcolo numerico i modelli necessitano di alcune iterazioni per stabilizzarsi;

- 500 iterazioni per i punti intermedi, dato che le fluttuazioni dei modelli sono più ridotte;
- 600 iterazioni nel punto finale, in modo tale da ottenere una stabilizzazione del modello nel punto più critico di funzionamento, ovvero nella condizione a portata massima.

Infine, sono stati creati i report per monitorare la portata, la pressione e i residuali, in modo tale da valutare la convergenza dei risultati al termine della simulazione, oltre a realizzare le scene relative al campo di moto.

5.3.3 Validazione del modello numerico

Al fine di validare il modello numerico, è stato effettuato un confronto tra i valori ottenuti sperimentalmente e quelli derivanti dalla simulazione CFD. Tale analisi è stata svolta analizzando la curva caratteristica portata-pressione statica, poiché il valore della pressione statica non è stato imposto come condizione al contorno per i diversi punti di funzionamento simulati.

Analizzando i dati sperimentali e numerici del convogliatore ETB 140 (Figura 5.34), si può notare una buona corrispondenza dei valori di pressione statica, la cui variazione è compresa in un intervallo di 20-40 Pa. L'unico dato in cui la differenza risulta più marcata è quello relativo alla condizione di portata massima, particolarmente difficile da simulare e da portare a convergenza.

Q [m3/h]	ΔP MISURATA [Pa]	ΔP SIMULAZIONE [Pa]	SCARTO PERCENTUALE	
182.3	496.0	477	3.83	
430	511	485	5.09	ERRORE
510.8	469	437	6.82	5.96
625	295	250	15.25	
844.3	0	-140	14000000.00	

Tabella 5.3: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140

Nonostante ciò, è stato calcolato l'errore relativo tra i dati sperimentali e numerici, escludendo solo il punto finale. L'errore calcolato corrisponde al 5.96%, dato ritenuto contenuto da confermare la validazione del modello numerico.

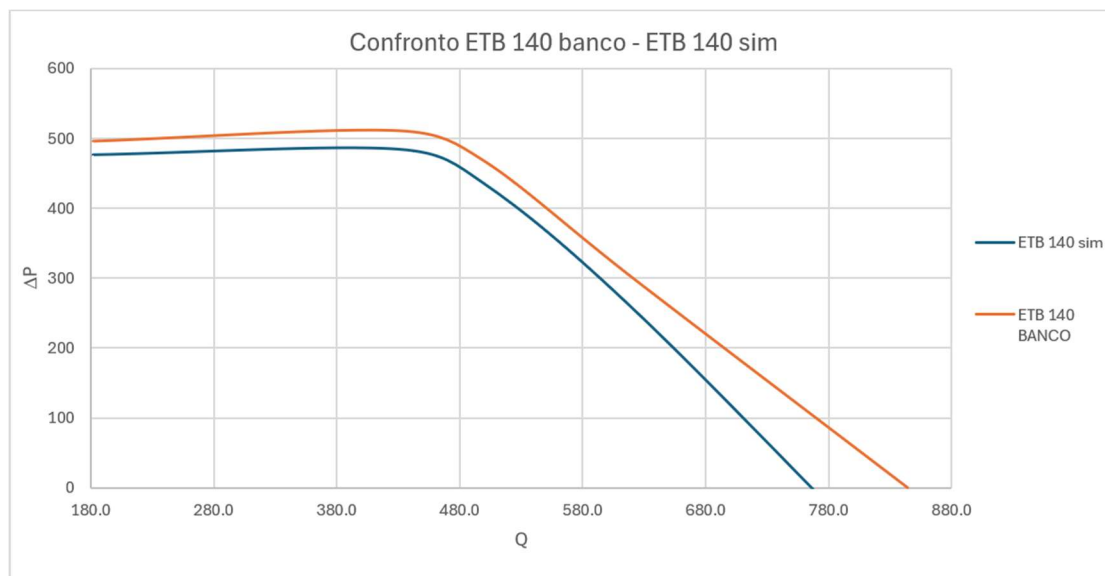


Figura 5.34: Confronto tra i risultati ottenuti al banco e la simulazione per l'ETB 140

A tal proposito, per osservare correttamente l'andamento del flusso e il campo di moto, si è scelto di utilizzare tre piani disposti lungo la direzione longitudinale del convogliatore:

- **Sezione centrale**, coincidente con il piano di simmetria del convogliatore;
- **Sezione intermedia**, posta a 37.5 mm dal piano di simmetria, in corrispondenza della metà della larghezza delle pale;
- **Sezione esterna**, posta a 60mm dal piano di simmetria, circa alla fine della larghezza delle pale, così da osservare il comportamento del flusso in prossimità del bordo interno del convogliatore.

Per rappresentare il campo di moto, sono state realizzate scene relative alla pressione totale del sistema, alla pressione statica (valutata in un intervallo compreso tra -400 e 400 Pa), ai campi di velocità e ai vettori velocità. Infine, per osservare l'andamento complessivo del flusso nella configurazione simulata, sono state generate anche le streamlines.

Di seguito, vengono presentati i campi di pressione ottenuti mediante la simulazione CFD (Figure 5.35 – 5.40):

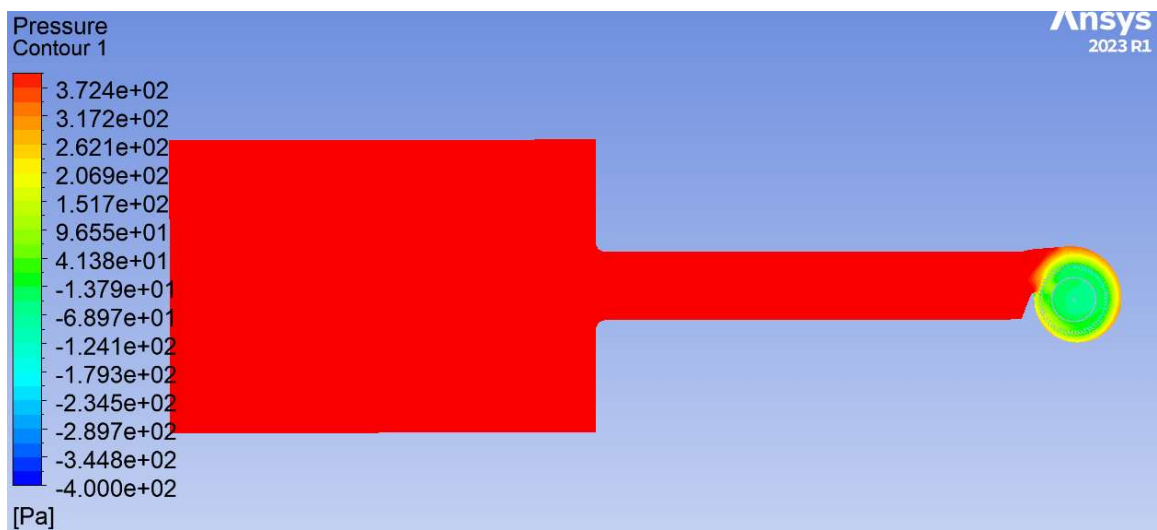


Figura 5.35: Campo di pressione relativo all'intero volume fluido

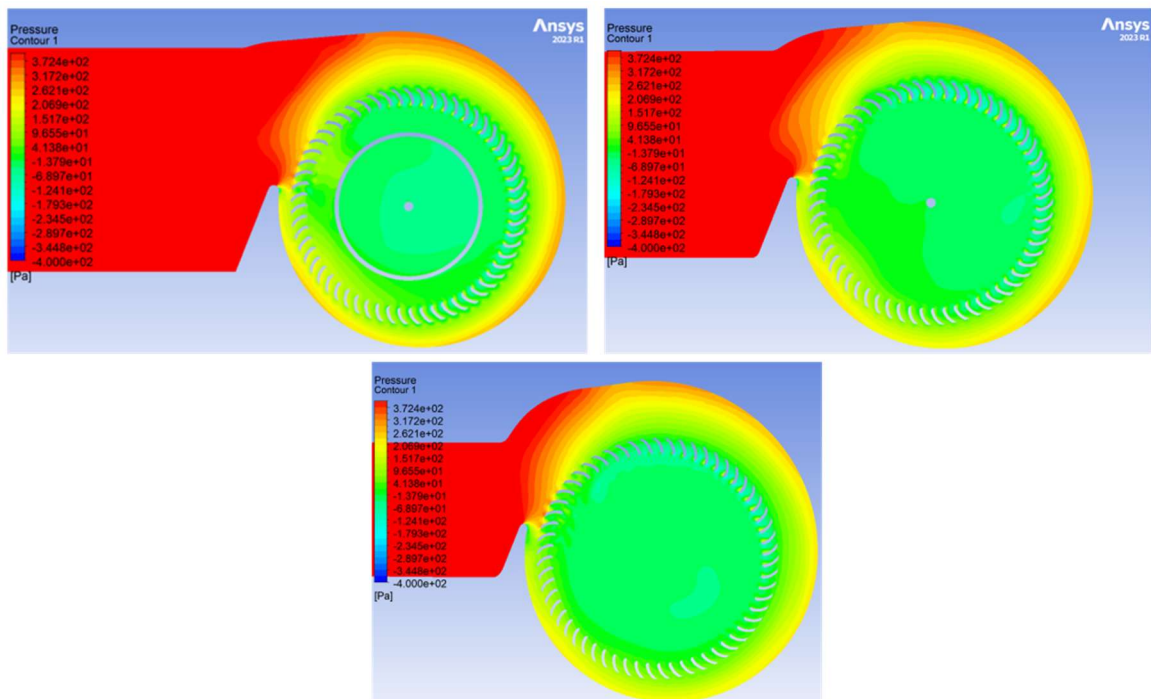


Figura 5.36: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 182.3 \text{ m}^3/\text{h}$

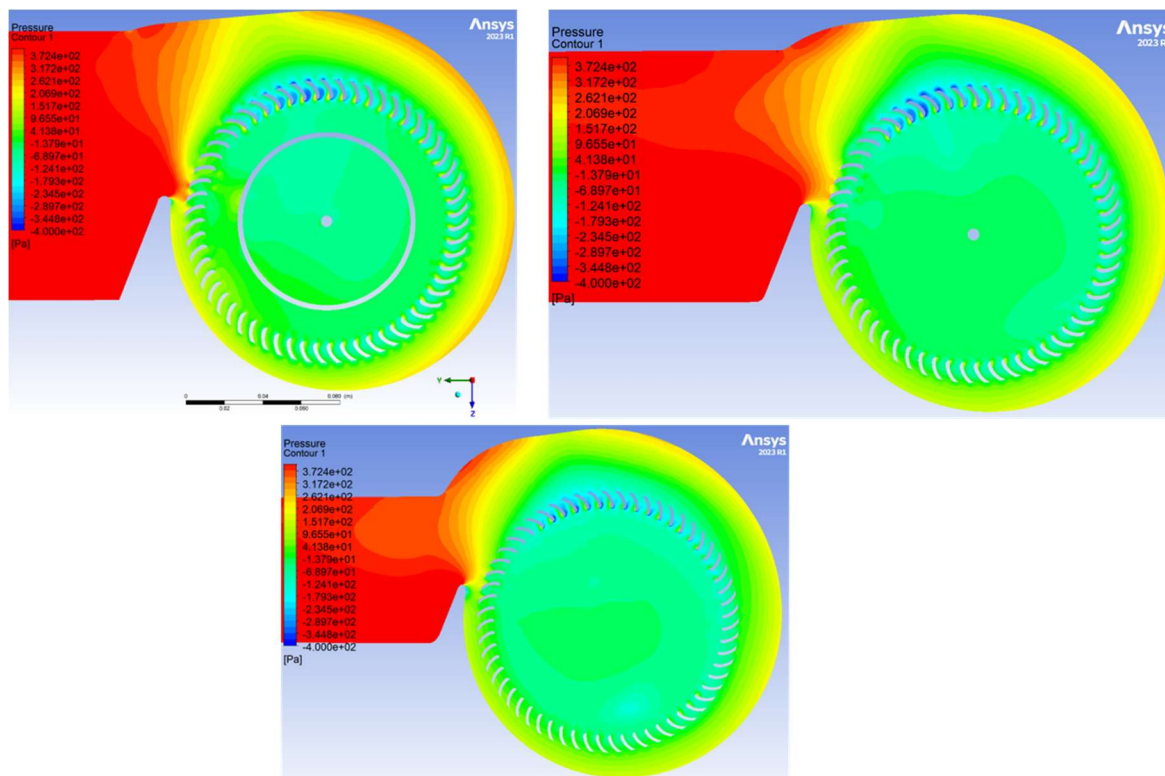


Figura 5.37: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 430 \text{ m}^3/\text{h}$

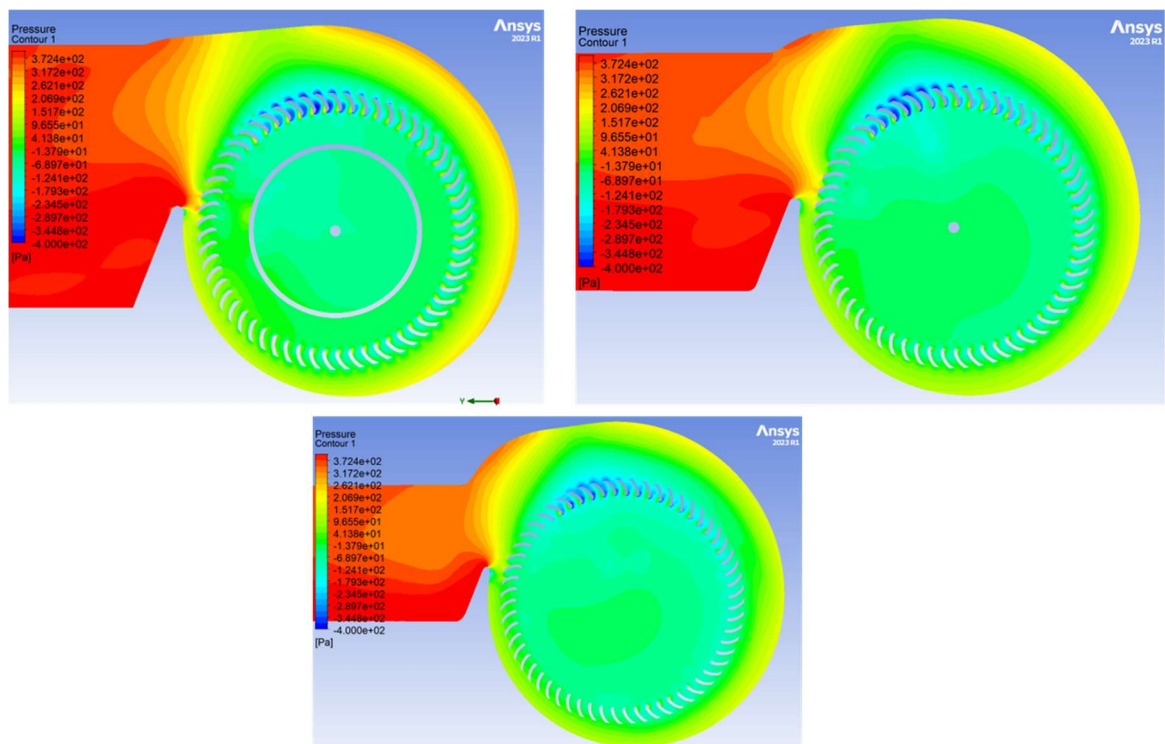


Figura 5.38: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 510.8 \text{ m}^3/\text{h}$

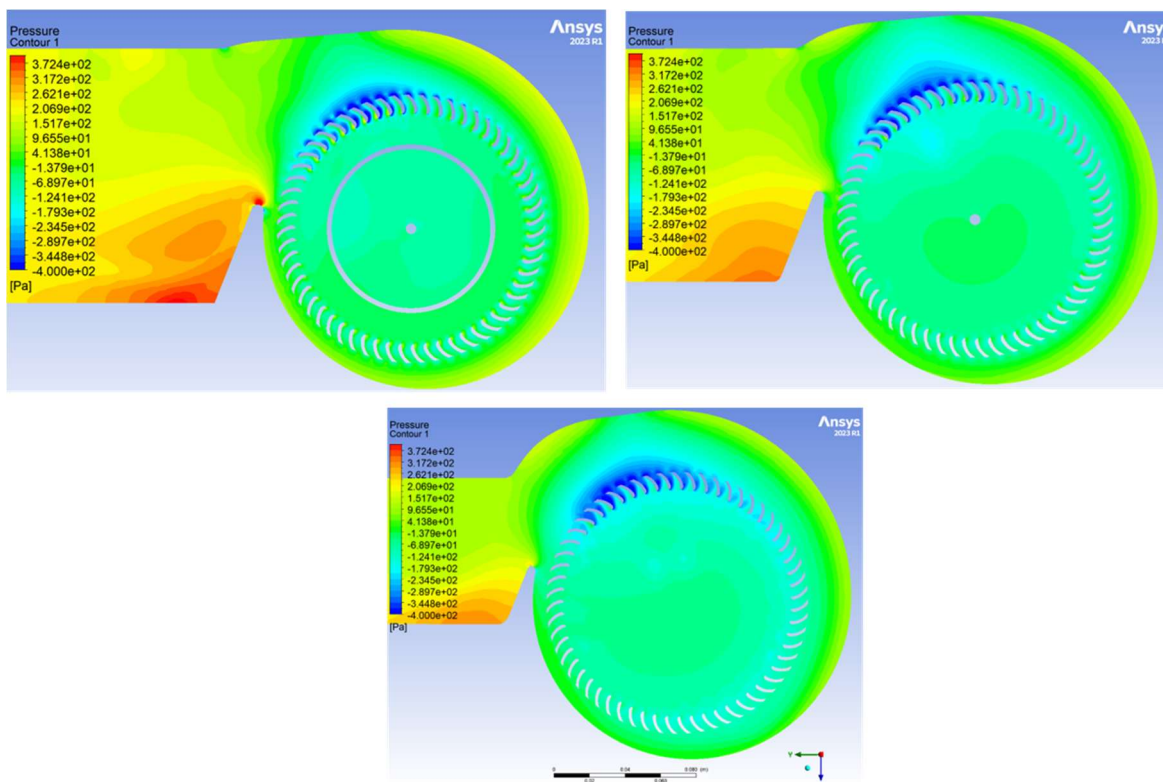


Figura 5.39: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 625 \text{ m}^3/\text{h}$

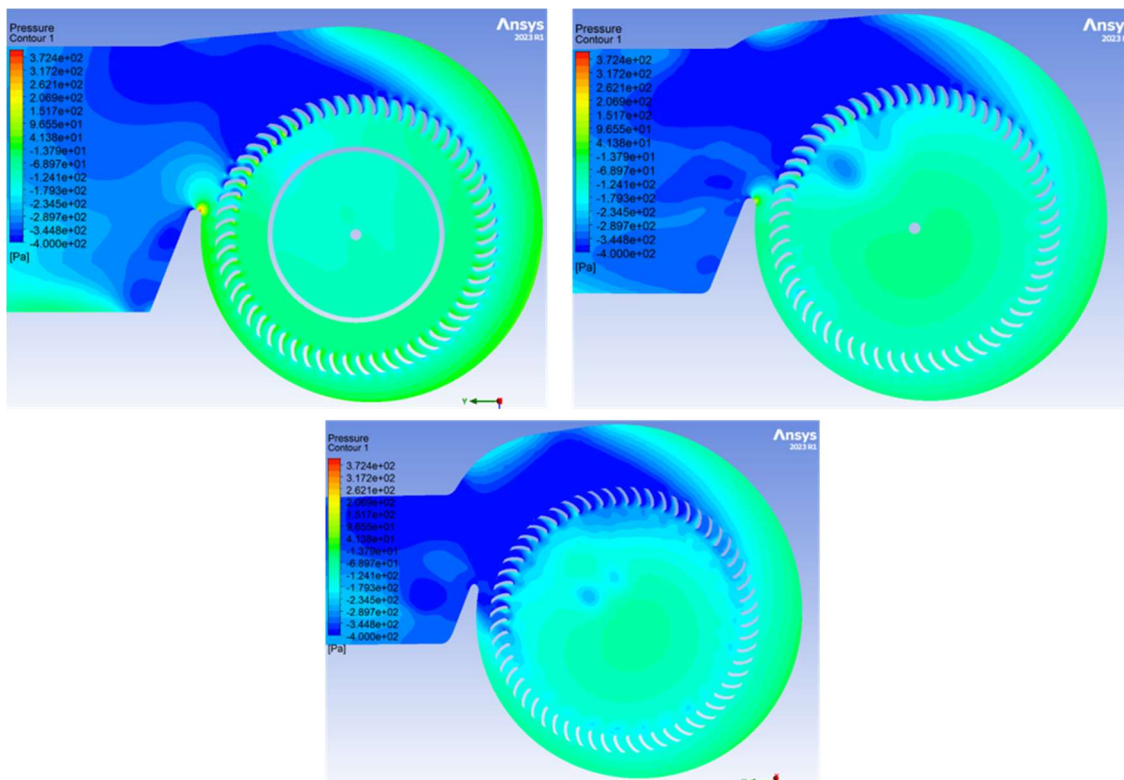


Figura 5.40: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 844 \text{ m}^3/\text{h}$

Osservando le scene di pressione relative alle diverse condizioni simulate, si può notare come la pressione sia ben distribuita all'interno della coclea del convogliatore, soprattutto alle portate più basse, in cui si osservano i valori maggiori (zone evidenziate in giallo-rosso).

Al contrario, con l'aumentare della portata, soprattutto nella sezione centrale, si nota un incremento delle regioni caratterizzate da valori di pressione più bassi (zona blu nelle figure), associabili ad un aumento dell'energia cinetica. Particolare attenzione è posta al comportamento del flusso in prossimità delle pareti interne e l'andamento di quest'ultimo in prossimità del setto.

In particolare, come ipotizzato precedentemente, nella zona compresa tra le pareti interne e la parte più esterna della girante, si nota una regione compatibile con la formazione di strutture vorticosi, che tende a ridursi con l'avvicinarsi alla sezione centrale del ventilatore.

Per quanto riguarda il comportamento del flusso attorno al setto si osserva in prossimità del raggio un punto di ristagno, caratterizzata da elevati valori di pressione elevata. Inoltre, oltre questa condizione, si può osservare come tale elemento tende a dividere il flusso in due regioni distinte: una di mandata, caratterizzata da basse pressioni e compatibile con un'accelerazione locale del fluido, e una interna al convogliatore, che presenta valori di pressione maggiori.

Proseguendo l'analisi, vengono presentati i campi di velocità e i campi vettoriali relativi (Figure 5.41- 5.46):

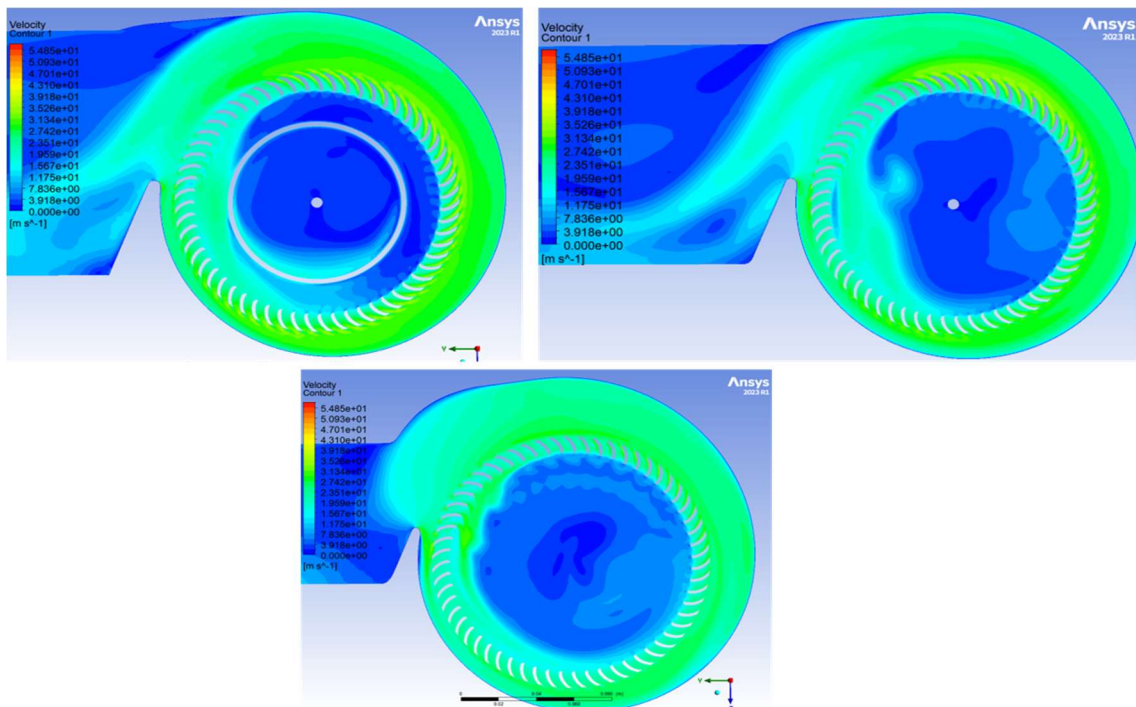


Figura 5.41: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 182.3 \text{ m}^3/\text{h}$

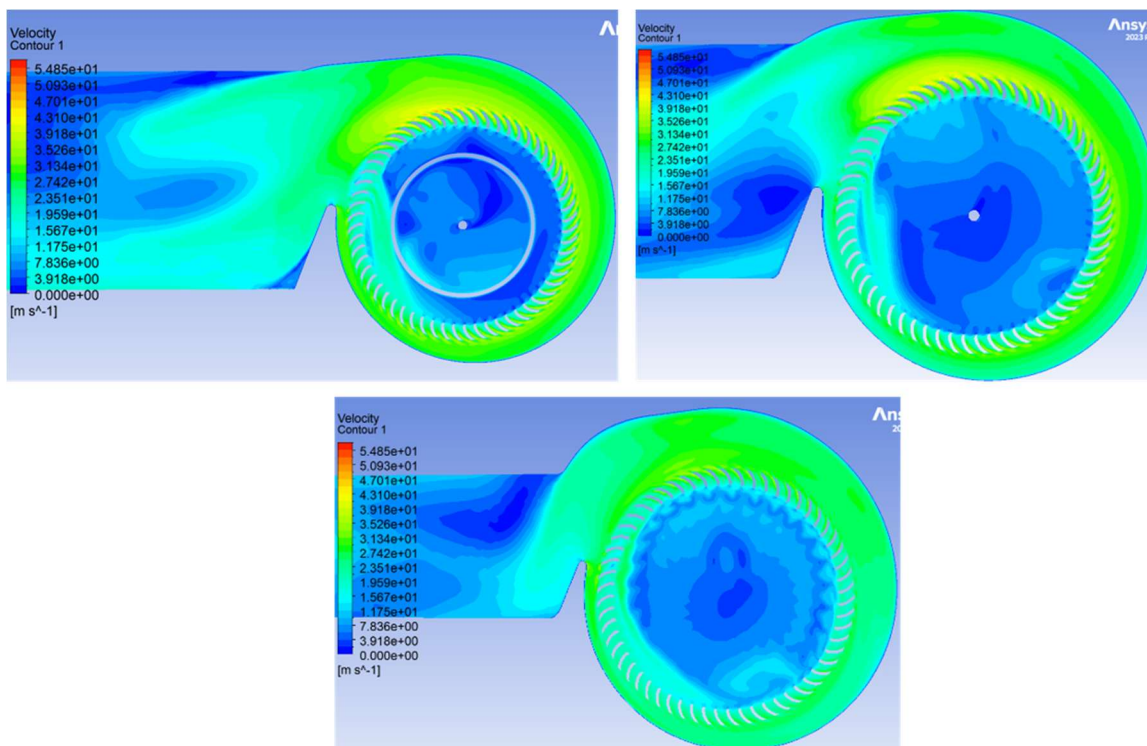


Figura 5.42: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 430 \text{ m}^3/\text{h}$

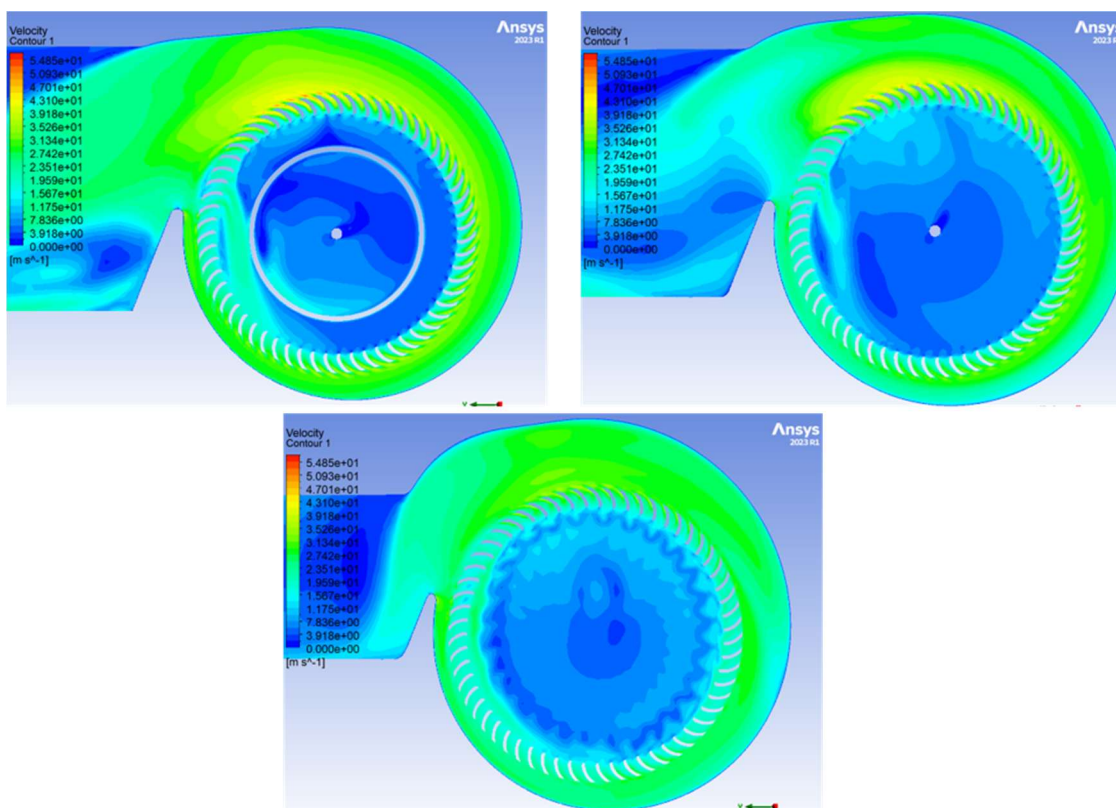


Figura 5.43: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 511 \text{ m}^3/\text{h}$

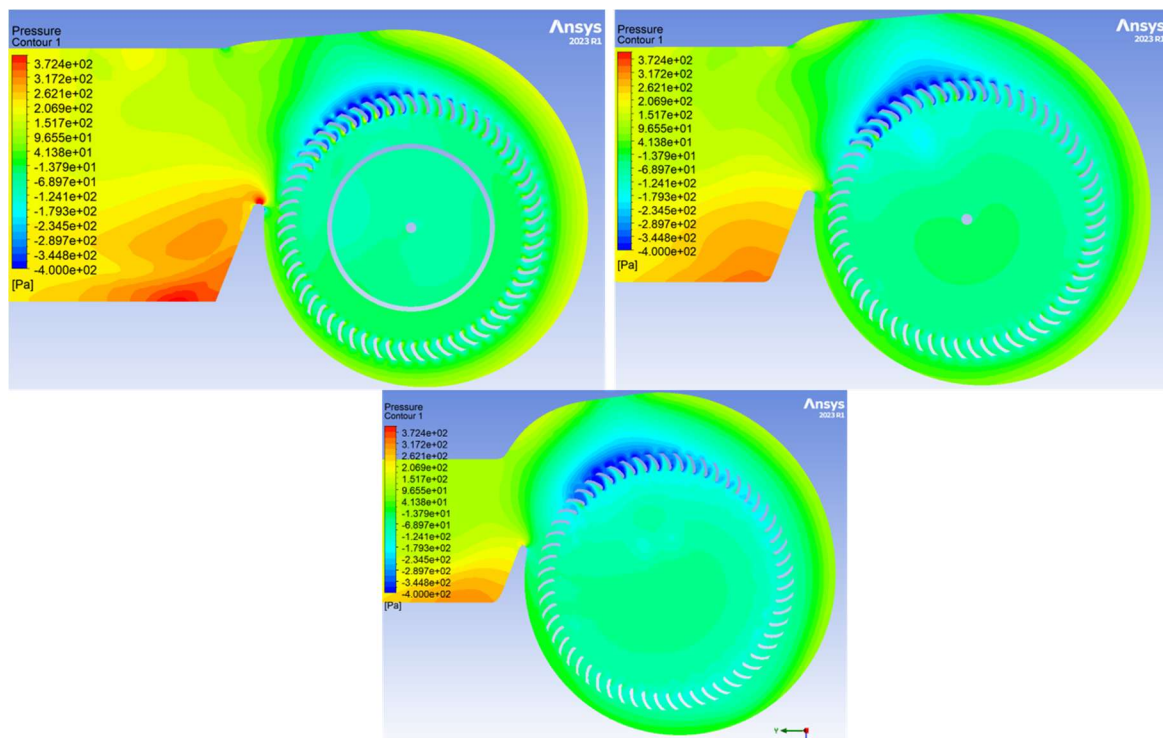


Figura 5.44: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 625 \text{ m}^3/\text{h}$

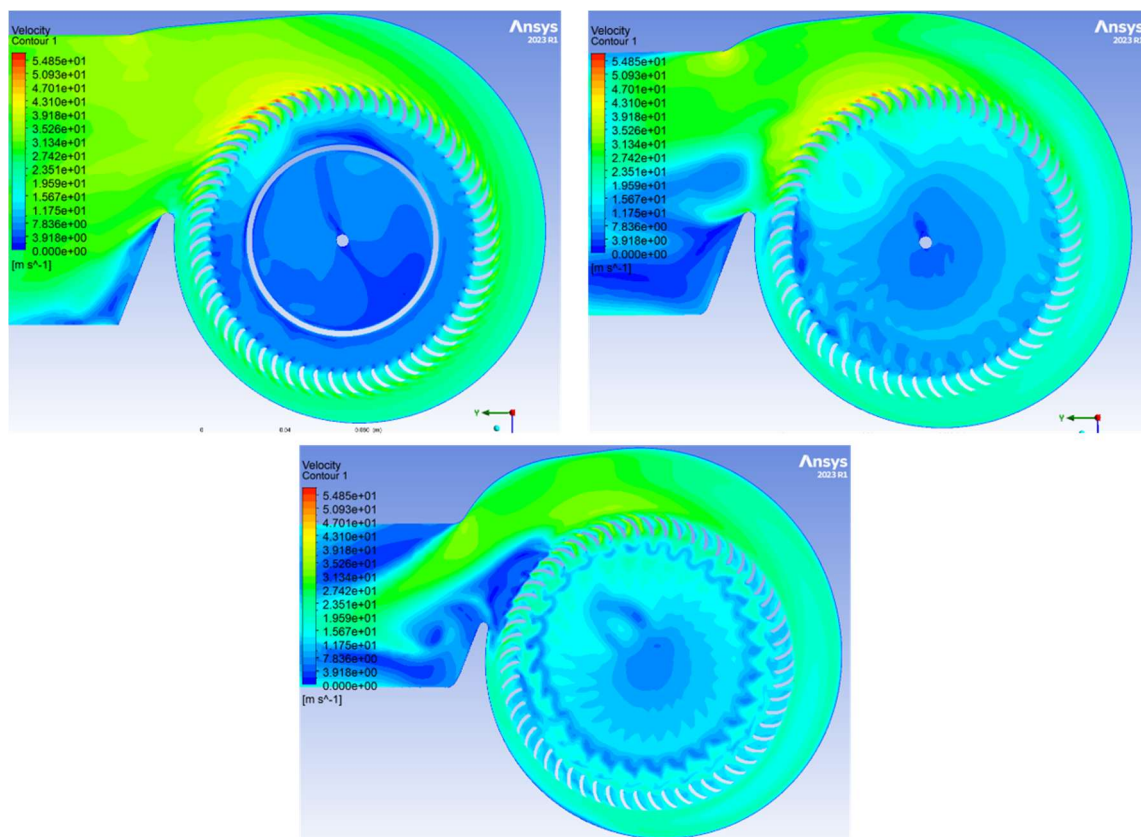


Figura 5.45: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 844 \text{ m}^3/\text{h}$

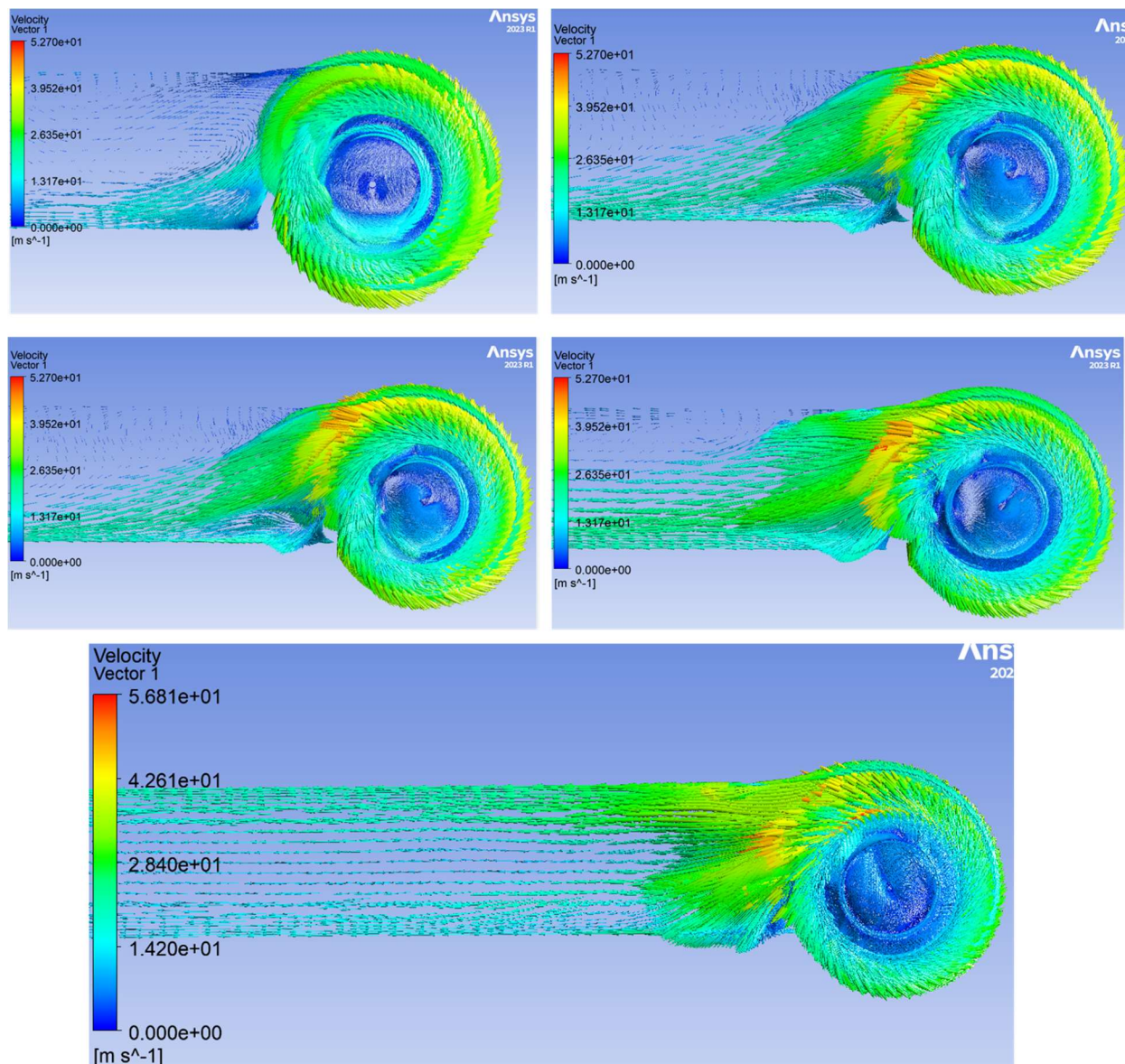


Figura 5.46: Campi vettoriali per le diverse portate

Dall'analisi delle figure appena mostrate, si può notare una coerenza con campi di pressione mostrati precedentemente.

In particolare, le zone con pressione più bassa sono correlabili a regioni del flusso in cui si verifica una significativa accelerazione. Questo comportamento è evidente soprattutto prendendo in considerazione la porzione di girante in prossimità del setto, dove si osservano elevate velocità del flusso.

Inoltre, il setto posto in mandata, svolge effettivamente la funzione di elemento separatore tra la zona in mandata, caratterizzata da una accelerazione del flusso, e il

flusso all'interno della coclea, in cui si notano valori maggiori di pressione statica e velocità inferiori.

Esaminando ulteriormente il setto, si nota però che il flusso in mandata, in corrispondenza di quest'ultimo, presenta velocità nettamente inferiori (da 0 a 15 m/s), rispetto alla porzione superiore (con velocità comprese tra i 15 e i 40 m/s), in cui il flusso è poco perturbato. Tale andamento risulta molto più evidente nella sezione intermedia ed esterna, in cui tale fenomeno è più marcato.

Questo comportamento può essere attribuito a molteplici fattori, tra cui una conformazione del setto che non favorisce un indirizzamento efficacemente del flusso in mandata, che provoca quindi la generazione di regioni estremamente perturbate.

Oltre ciò, nelle sezioni più esterne, tale andamento risulta più accentuato per via di regioni vorticosi che si sviluppano in prossimità delle pareti interne del convogliatore.

In seguito all'analisi svolta sulle prove al banco e alla simulazione del ventilatore ETB 140, lo studio si è concentrato sull'individuare gli aspetti da migliorare e gli sviluppi progettuali successivi, che verranno trattati nel paragrafo successivo.

5.4 Elementi scelti per l'ottimizzazione del sistema ETB 140

Tramite la prova effettuata al banco prova e la simulazione fluidodinamica del convogliatore ETB 140, sono stati individuati i punti critici su cui intervenire per migliorarne le prestazioni. In particolare, le criticità del sistema preso in esame sono principalmente due:

- Rispetto al convogliatore ETB 160, assunto come riferimento prestazionale, il sistema ETB 140 mostra prestazioni inferiori, soprattutto in termini di portata massima nella condizione di regime massimo di motore, con un valore inferiore circa del 5.3%.
- Il setto presente nel sistema, nella condizione di portata massima, non riesce ad indirizzare correttamente il flusso in mandata. Inoltre, tale fenomeno comporta la formazione di un'ampia regione perturbata, che riduce il rendimento fluidodinamico e penalizza la capacità del sistema di convogliare il flusso in modo uniforme e regolare.

Sulla base di queste considerazioni, si è scelto di intervenire su due elementi strategici del sistema:

- **La girante;**
- **Il setto.**

La scelta di considerare solamente questi due componenti deriva da vincoli dimensionali imposti dalla coclea, che ne rendono difficile la sua modifica. Al contrario, la girante e il setto risultano più semplici da integrare all'interno della coclea esistente, oltre che più facili da realizzare e validare.

Inoltre, tali elementi sono stati scelti con l'obiettivo di rielaborare e aggiornare le basi teoriche di progettazione, così da poterle integrare nei processi di realizzazione e analisi futuri.

In generale, l'ottimizzazione di questi due elementi serve ad avvicinare il valore di portata del convogliatore ETB 140 a quelle del convogliatore di riferimento, mantenendo un buon livello di pressione statica generata e di rendimento fluidodinamico.

Nei paragrafi successivi vengono definite le basi teoriche utilizzate per lo studio della girante e il setto, seguite dai metodi considerati per la progettazione e realizzazione dei modelli CAD, dei prototipi e delle prove sperimentali successive.

5.5 Lo studio effettuato sulla girante

La girante è un componente fondamentale all'interno di un ventilatore centrifugo. In particolare, è l'elemento dedicato al trasferimento di energia al flusso in aspirazione del sistema e alla generazione di portata e prevalenza richiesta per superare le perdite di carico.

Dal punto di vista fluidodinamico, la sua geometria influenza direttamente i parametri di portata e pressione, ma incide in modo significativo anche sul rendimento fluidodinamico, sull'uniformità del flusso e sul controllo delle turbolenze.

Al fine di definire un processo di ottimizzazione chiaro e ben strutturato, sono state individuate le caratteristiche e i punti di forza della girante attuale e, solo successivamente, gli elementi modificabili e quelli da mantenere invariati.

5.5.1 I parametri scelti per l'ottimizzazione

La girante di produzione utilizzata nel sistema ETB 140 è caratterizzata da:

- Elevato numero di pale (59);
- Pale di corda ridotta e grande *span*;
- Pale con curvatura concorde al senso di rotazione, ovvero pale *in avanti*;

Una tale configurazione è tipica del settore della ventilazione. Infatti, giranti con queste caratteristiche sono molto utilizzate in caso di spazi ridotti e se si necessita di elevate portate, con pressioni e rendimenti moderati.

Definite le caratteristiche principali della girante e gli obiettivi prestazionali, per l'ottimizzazione sono stati scelti due parametri su cui approfondire lo studio:

- **Variazione degli angoli di ingresso e di uscita delle pale (β_1 e β_2);**
- **Numero di pale.**

La scelta di considerare solo questi due parametri deriva dalla notevole influenza sui triangoli di velocità che gli angoli caratteristici esercitano, sull'indirizzamento del flusso attraverso la girante e sulla capacità di migliorare la portata massima. Tali modifiche possono determinare miglioramenti significativi anche sul rendimento fluidodinamico.

Lo studio relativo è stato suddiviso in due sezioni, in modo tale da considerare singolarmente gli effetti dovuti alla modifica degli angoli e del numero di pale.

5.5.2 Ottimizzazione degli angoli caratteristici

La prima modifica effettuata per l'ottimizzazione della girante di produzione è stata la variazione degli angoli caratteristici β_1 e β_2 delle pale.

In generale, nelle applicazioni di ventilazione compatte, le pale di una girante centrifuga sono caratterizzate da angoli caratteristici compresi indicativamente tra gli 80° e i 90° per β_1 (angolo di ingresso del flusso nelle pale), e tra i 120° e i 140° per β_2 (angolo di uscita del flusso dalle pale).

Al fine di effettuare una valutazione preliminare dell'influenza degli angoli sui triangoli di velocità, è stato sviluppato un modello di calcolo utilizzando Excel. Tale modello è stato realizzando riprendendo le basi teoriche descritte nel Capitolo 3 e utilizzando i parametri geometrici della girante. Nello specifico, sono stati mantenuti invariati tutti i parametri geometrici della girante, ovvero:

- diametro esterno ed interno;
- spessore delle pale;
- span delle pale;
- numero di pale.

Invece, sono stati ipotizzati alcuni parametri, sulla base dei risultati delle prove effettuate precedentemente, per dimensionare correttamente la girante. In particolare, sono stati assunti i seguenti valori:

- pressione statica massima, ipotizzata di 550 Pa;
- numero di giri pari a 2800 rpm.

Gli unici valori variabili del modello risultano i due angoli caratteristici delle pale.

Il modello ha permesso di determinare le componenti di velocità nei triangoli di ingresso e di uscita delle pale, fornendo una prima approssimazione del comportamento del flusso. Inoltre, è stato possibile stimare anche la portata; tuttavia, tale dato non è stato ritenuto attendibile per il fatto che il modello sovrastima eccessivamente il valore finale e perché non considera le perdite di carico del sistema.

Per completare la procedura di design e progettazione, è stato preso in considerazione l'articolo di ricerca di Hui Zhang, Lingfeng Tang, and Yongtao Zhao, dal titolo "*Influence of Blade Profiles on Plastic Centrifugal Pump Performance*". Nello specifico, tramite delle formulazioni riportate nell'articolo per calcolare il raggio di curvatura, è stato definito un secondo modello di calcolo in Excel. Seguendo questa procedura, che considera le dimensioni dei diametri interno ed esterno e degli angoli β_1 e β_2 , è stato possibile realizzare la palettatura delle giranti testate successivamente (Figura 5.47).

Il metodo scelto tra quelli elencati nel testo è il *Metodo ad Arco Singolo*, definito tramite la seguente equazione:

$$\rho = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)} \quad (5.1)$$

in cui si hanno:

- ρ : raggio di curvatura;
- R_1 : raggio relativo al diametro interno della girante;
- R_2 : raggio relativo al diametro esterno della girante;
- β_1 : angolo di ingresso della pala;
- β_2 : angolo di uscita della pala.

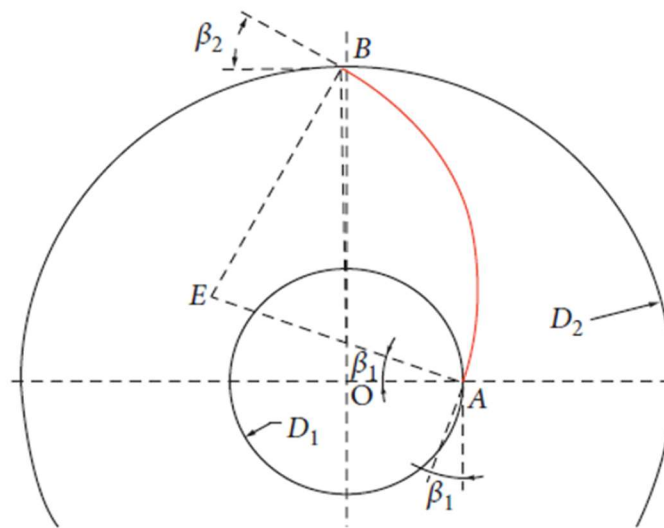


FIGURE 1: Blade profile of single arc method.

Figura 5.47: Metodo dell'arco singolo per il disegno della pala

Utilizzando entrambi i metodi, si procede poi alla realizzazione del modello CAD della girante mediante il software PTC Creo, un software parametrico ampiamente utilizzato in ambito industriale per la realizzazione di modelli CAD.

Infine, una volta realizzato il modello tridimensionale considerando tutti i vincoli geometrici fondamentali, la girante modificata viene realizzata mediante stampa 3D. In particolare, il materiale scelto per i prototipi è stato il PLA (Polylactic Acid), caratterizzato da buona stampabilità, costi contenuti e una buona rigidità meccanica per resistere ai carichi a cui è soggetta una girante all'interno di un ventilatore centrifugo.

La procedura appena descritta ha costituito la base per la progettazione e la prototipazione di tutte le giranti analizzate. Nei paragrafi successivi vengono descritte tutte le giranti realizzate e le scelte progettuali adottate.

5.5.3 La prima girante: VF1 80-120

La prima girante realizzata tramite la procedura di progettazione sviluppata è stata denominata VF1 80-120 (indicata in seguito semplicemente come VF1). In particolare, tale configurazione è stata sviluppata adottando gli angoli di ingresso e di uscita delle pale rispettivamente di 80° e 120° .

La scelta di questi valori ha un duplice obiettivo:

- Osservare il comportamento del flusso che attraversa la girante in rotazione per tali angoli caratteristici, ovvero i valori minimi degli intervalli descritti nel paragrafo precedente;
- Incrementare la portata generata dal convogliatore, considerando pale più “scariche” rispetto alla configurazione di produzione, mantenendo il più possibile invariati i dati di prevalenza e rendimento della soluzione iniziale.

Di seguito viene mostrato il procedimento di calcolo effettuato per determinare le caratteristiche della girante con tali angoli e il prototipo realizzato (Figure 5.48 -5.50):

INPUT				
Velocità angolare	RPM	2800 rad/s	293,2153	
Numero di pale	z	59		
Altezza pale	b2 [m]	0,063		
Spessore pala	s [m]	0,002		
Delta Pressione	[Pa]	550		
Prevalenza	H [m]	45,76754		
Diametro interno minimo	D1 [m]	0,125		
Diametro esterno minimo	D2 [m]	0,15		
Beta1	°	80	1,396263 rad	
Beta2	°	120	2,094395 rad	

Figura 5.48: Dati in ingresso considerati per la girante VF1

OUTPUT				
Portata (stima teorica)	Q [m3/h]	2061.67 m3/s	0.572686	
Area interna	A1 [m^2]	0.02474		
Area esterna	A2 [m^2]	0.029688		
Modulo velocità ingresso	V1 [m/s]	23.14815		
Componente tang. Ingresso	U1 [m/s]	18.32596		
Velocità relativa ingresso	Vr1 [m/s]	23.50525		
Componente tang. Uscita	U2 [m/s]	21.99115		
Componente radiale uscita	Vf2 [m/s]	19.29012		
Componente tang. Uscita Pale avanti	Vw2 [m/s]	1.191863		
Velocità relativa uscita	Vr2[m/s]	-38.5802		
Modulo velocità di uscita	V2[m/s]	44.40773		

Figura 5.49: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF1

METODO DELL'ARCO SINGOLO						
Dext	D2	0.1475	m	R2	73.75	mm
Dint	D1	0.125	m	R1	62.5	mm
Angolo ingresso	Beta1	80	°	1.396263	radianti	
Angolo uscita	Beta2	120	°	2.094395	radianti	
Determino il raggio di curvatura rho (tratto EA)						
rho	-16.0578	mm		16.05779		

Figura 5.50: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF1

In seguito alla realizzazione della girante VF1 (Figura 5.51; 5.52), è stata effettuata la prova al banco seguendo la procedura descritta nel capitolo 4, sostituendo al sistema ETB 140 il nuovo prototipo.

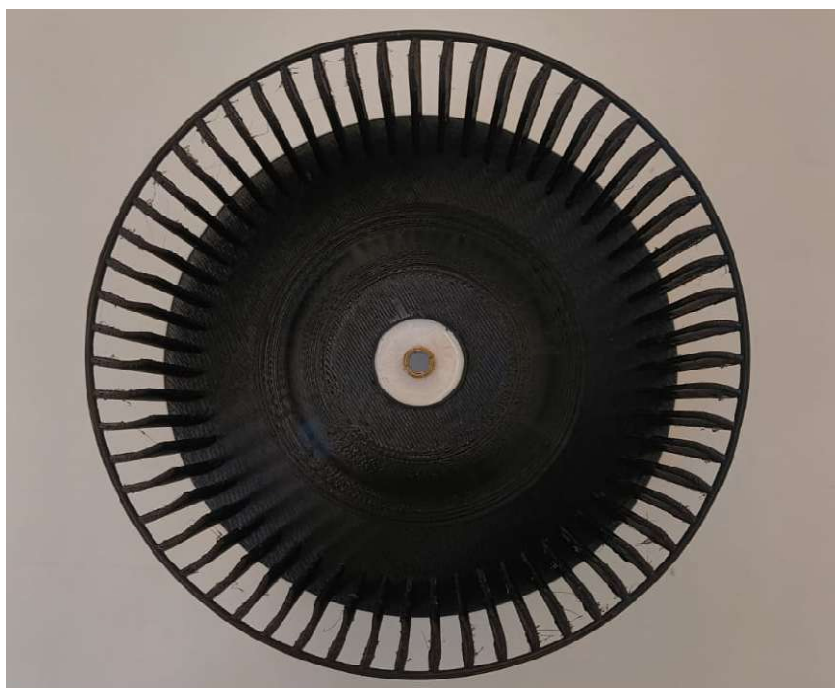


Figura 5.51: Vista frontale della girante VF1



Figura 5.52: Vista laterale della girante VF1

I risultati ottenuti nella prova del convogliatore ETB 140 con il prototipo VF1 sono i seguenti (Figure 5.53 – 5.56):

Q [m ³ /h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA [m]
1	425	425	2821.47	0.24	35.37
126.5	412	410	2826.54	25.36	34.12
217.3	383	375	2818.62	32.2	31.21
301.3	383	369	2826.1	35.74	30.71
354.2	386	367	2822.3	36.81	30.54
400.2	384	359	2824.7	36.95	29.87
409.7	382	357	2822.77	36.9	29.71
425.5	382	355	2819.8	36.9	29.54
466.8	382	350	2822.76	36.66	29.12
486.2	380	345	2818.06	36.18	28.71
506.7	378	340	2820.6	35.63	28.29
520.8	376	335	2822.1	35.17	27.88
561.6	369	322	2823.88	33.65	26.79
587.6	364	311	2824.41	32.27	25.88
658.8	335	270	2800.68	28.61	22.47
736.8	248	167	2608.38	20.09	13.90
801.2	176	80	2472.22	10.51	6.66
863.2	111	0	2352.75	0	0.00

Tabella 5.4: Risultati della prova sperimentale per la girante VF1

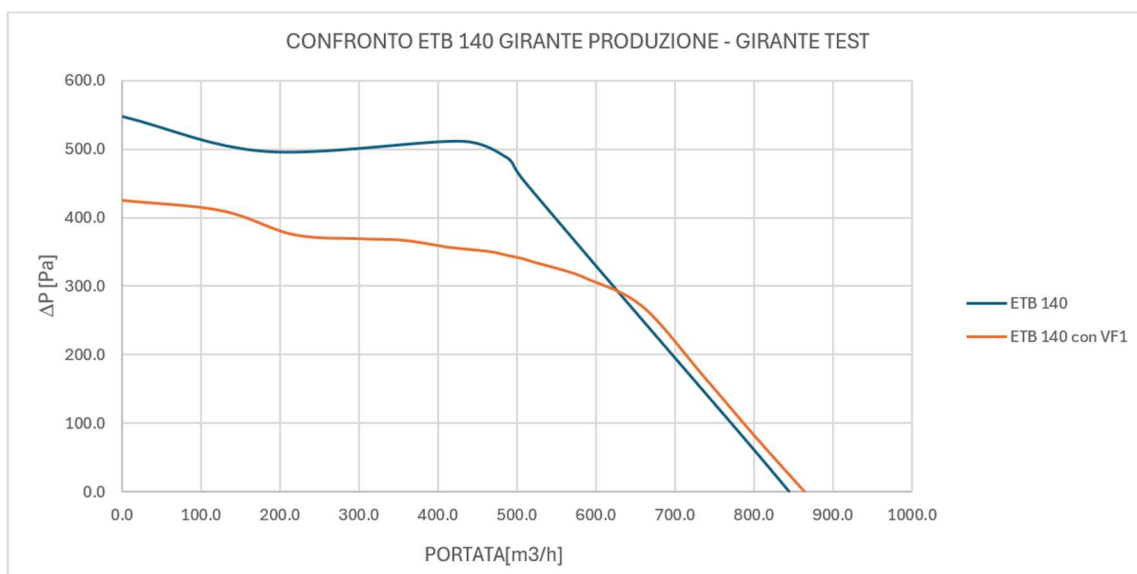


Figura 5.53: Curve Portata-Pressione Statica per ETB 140 e ETB 140 con VF1

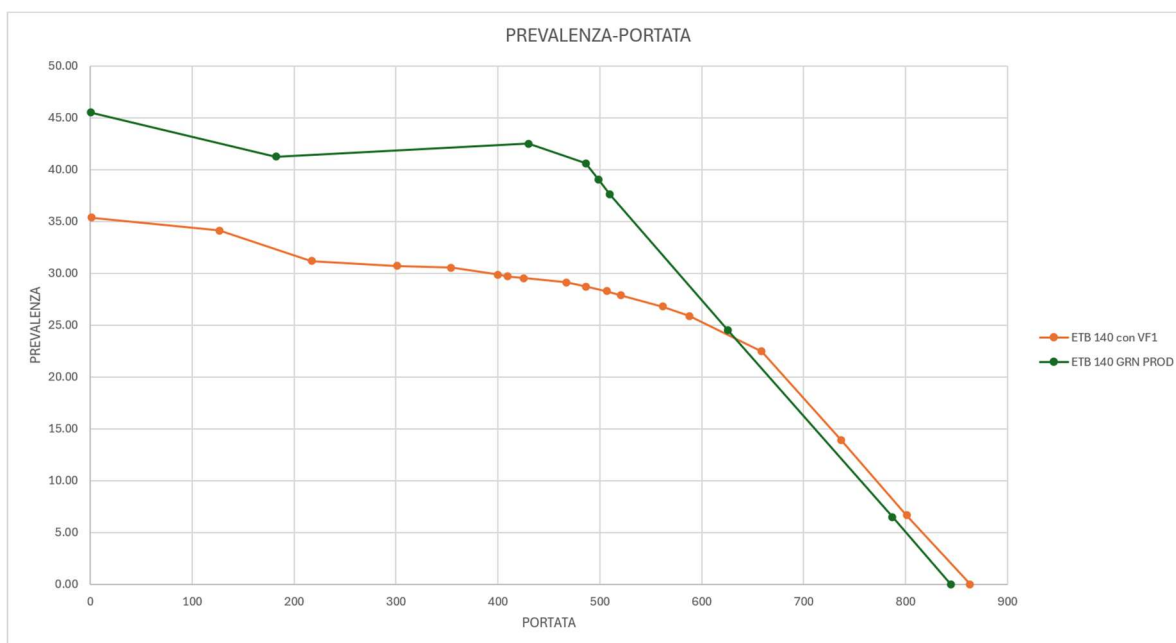


Figura 5.54: Curve Portata-Prevalenza per ETB 140 e ETB 140 con VF1

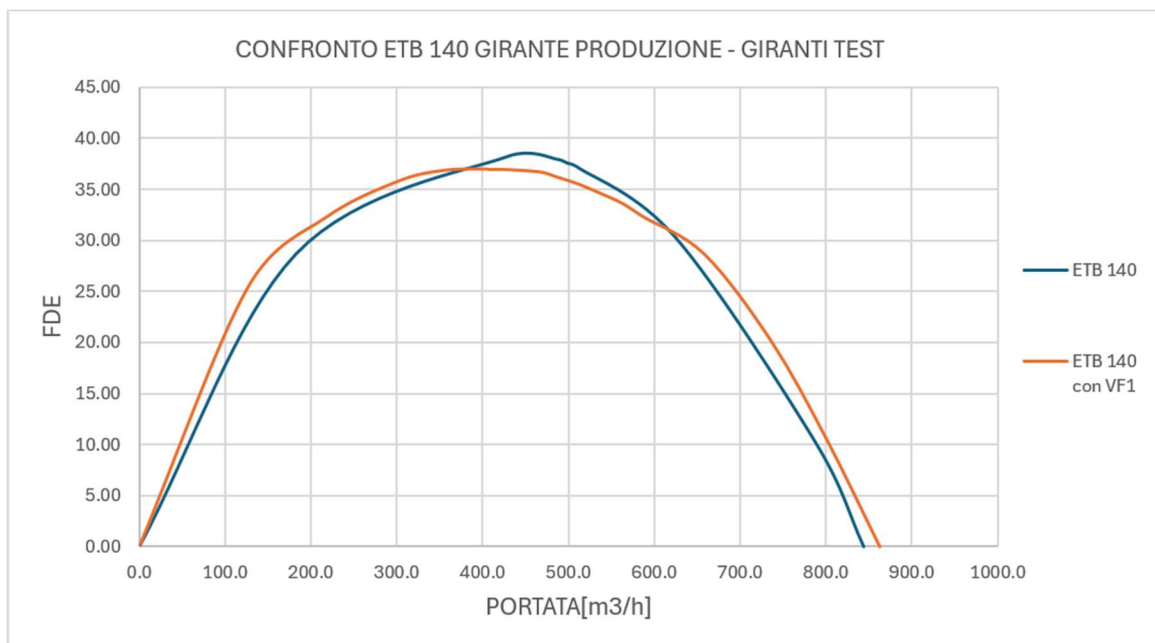


Figura 5.55: Curve Portata-Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 e ETB 140 con VF1

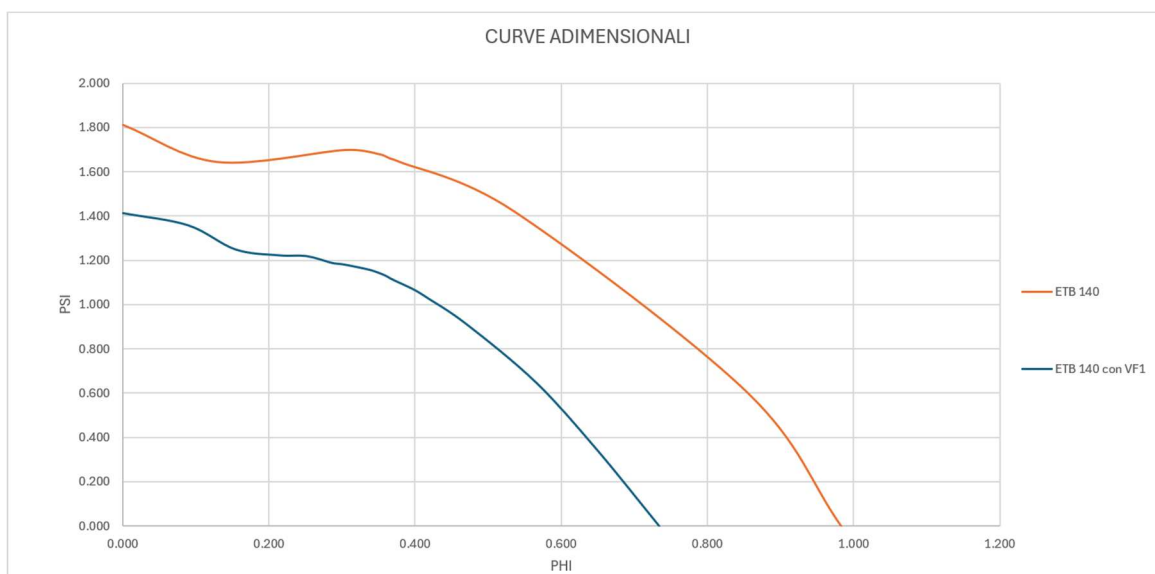


Figura 5.56: Curve adimensionali per ETB 140 e ETB 140 con VF1

Dall'analisi dei risultati sperimentali, si nota come il valore di portata massima ottenuto è pari a $863.2 \text{ m}^3/\text{h}$, ottenendo così un incremento di portata di $18.9 \text{ m}^3/\text{h}$ rispetto all'ETB 140 con girante di produzione.

Al contrario, i dati relativi alla pressione statica massima, alla prevalenza e all'efficienza fluidodinamica, sono nettamente inferiori rispetto alla configurazione

iniziale, con valori rispettivamente di 425 Pa, 35,37 m e 36,95 % (ottenuta nella condizione di lavoro in cui la portata corrisponde a 400 m³/h).

Nonostante il buon incremento di portata, pari al 2,24%, la riduzione di pressione statica totale e di prevalenza, rispettivamente del 22.3 %, non permette di considerare tale girante una buona soluzione per poter migliorare il sistema ETB 140. Infatti, questa non potrebbe essere in grado di superare le perdite di carico del sistema.

La conferma del peggioramento delle prestazioni del sistema ETB 140 con la girante VF1 rispetto alla soluzione precedente, si può determinare osservando il grafico relativo ai parametri adimensionali. In particolare, si evidenzia come la curva associata alla nuova configurazione risulti nettamente inferiore sia rispetto alla configurazione di partenza sia al sistema ETB 160, assunto come riferimento prestazionale.

Per poter analizzare il comportamento del flusso con tale configurazione, è stata realizzata una simulazione CFD. Per quanto riguarda la correlazione tra il banco prova e il modello CFD, si può notare un'ottima corrispondenza, con un errore relativo pari al 0.95% (Figura 5.57).

Q[m3/h]	ΔP MISURATA	ΔP [Pa] SIMULAZIONE	Scarto percentuale	
217.3	375.0	381	1.60	
425.5	355	361	1.69	Errore
506.7	340	339	0.29	0.947056258
658.8	270	270	0.00	
863.2	0	-50	5000000.00	

Tabella 5.5: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF1

Osservando i campi di moto relativi alle diverse condizioni di funzionamento simulate e alle sezioni analizzate (Figura 5.58 -5.68), si evince che il comportamento del flusso con tale girante sia analogo o peggiore rispetto al sistema di base.

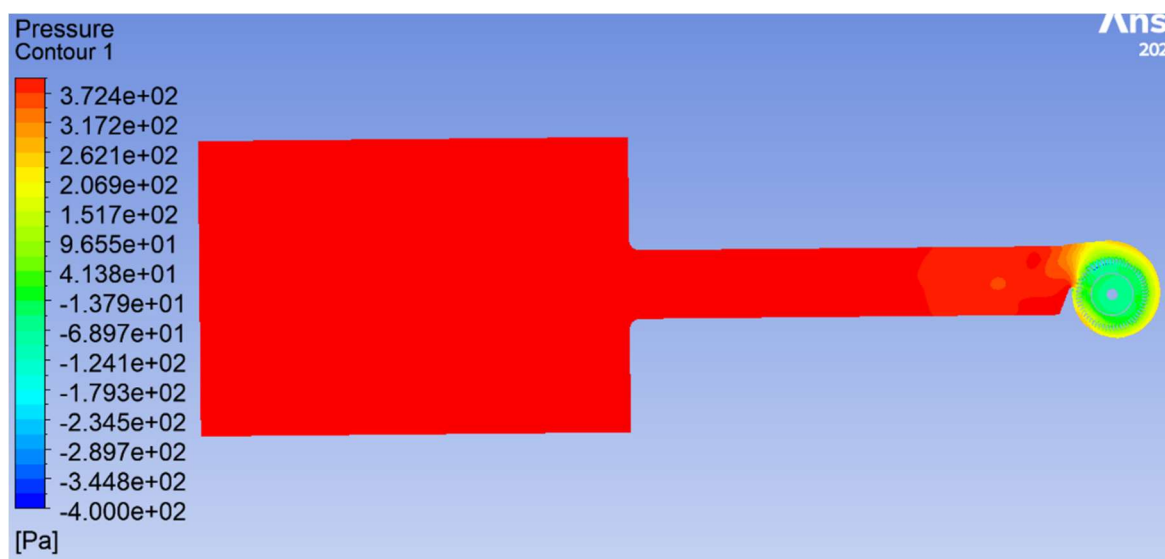


Figura 5.57: Campo di pressione relativo all'intero volume fluido con la girante VF1

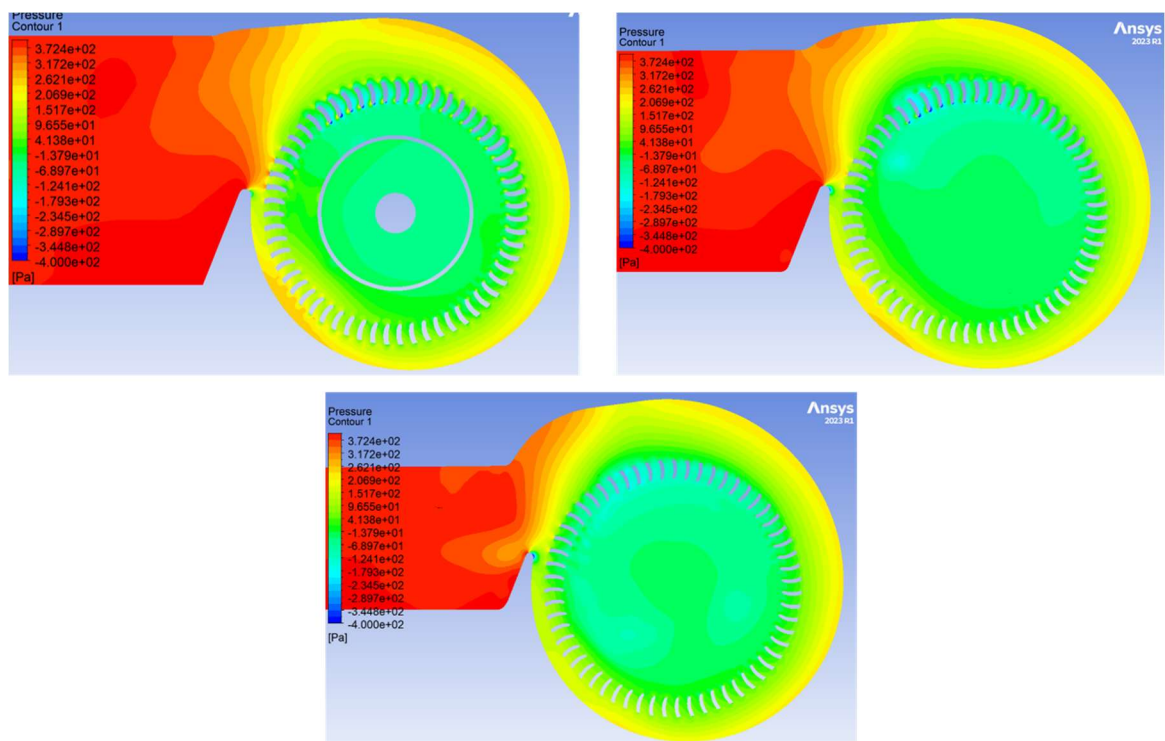


Figura 5.58: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 217.3 \text{ m}^3/\text{h}$

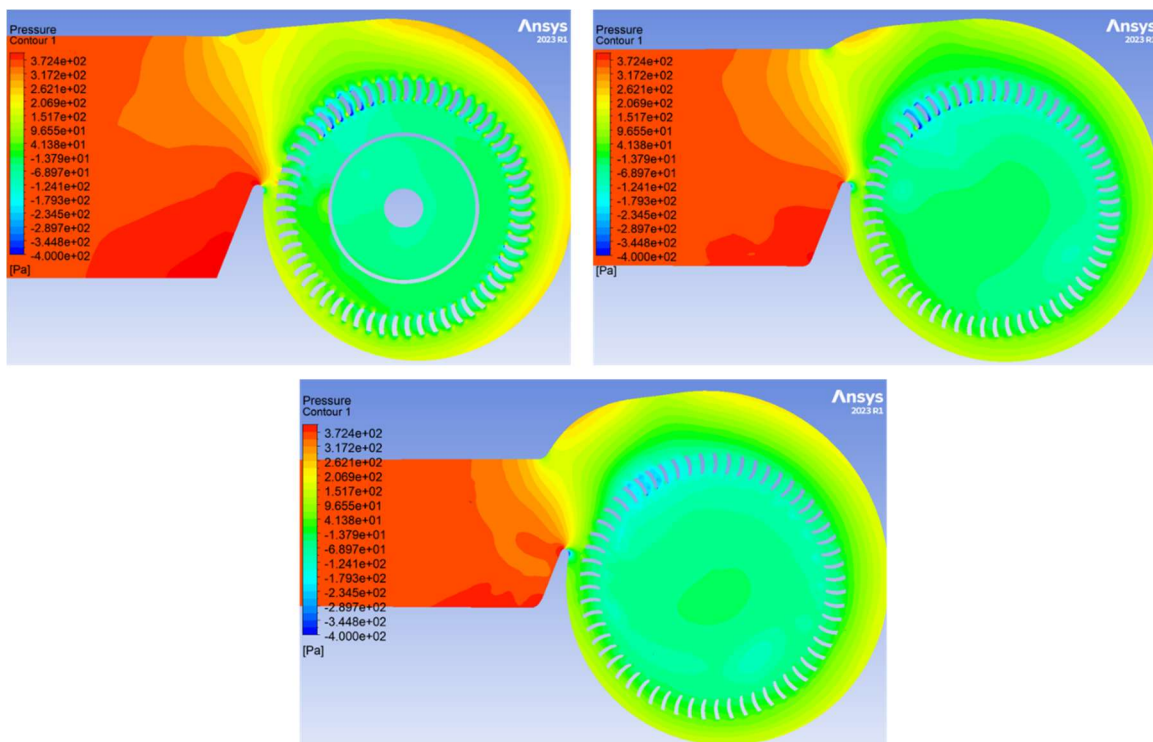


Figura 5.59: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 425.5 \text{ m}^3/\text{h}$

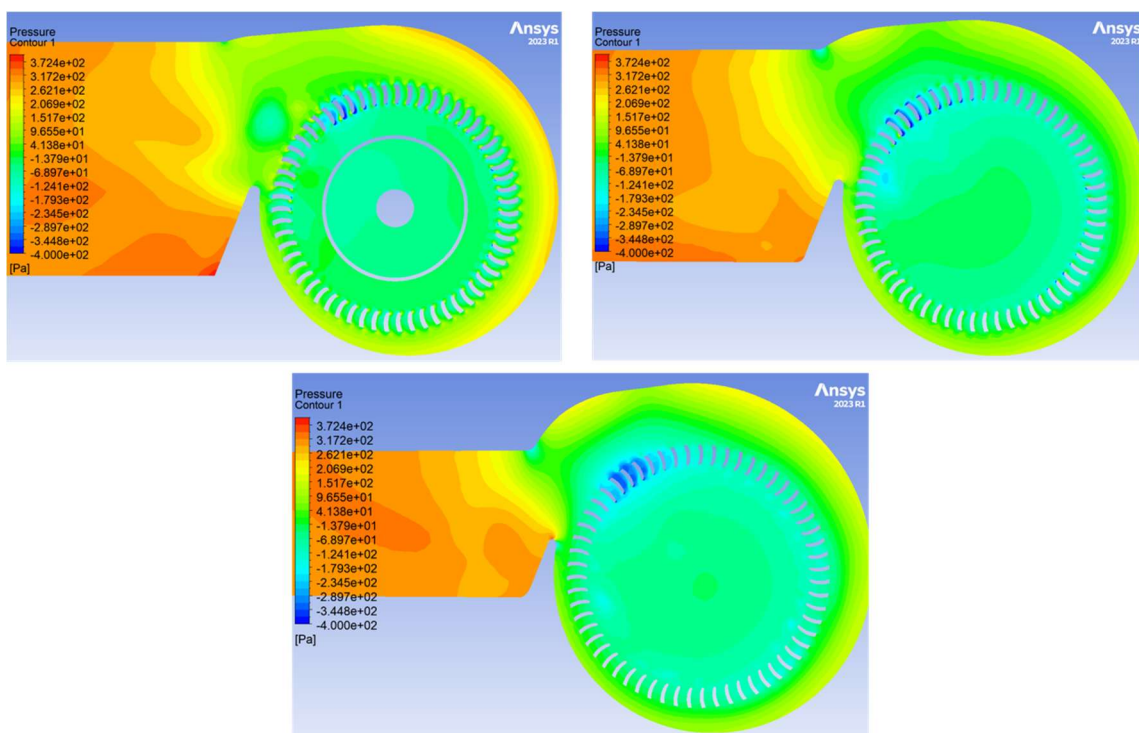


Figura 5.60: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 506.7 \text{ m}^3/\text{h}$

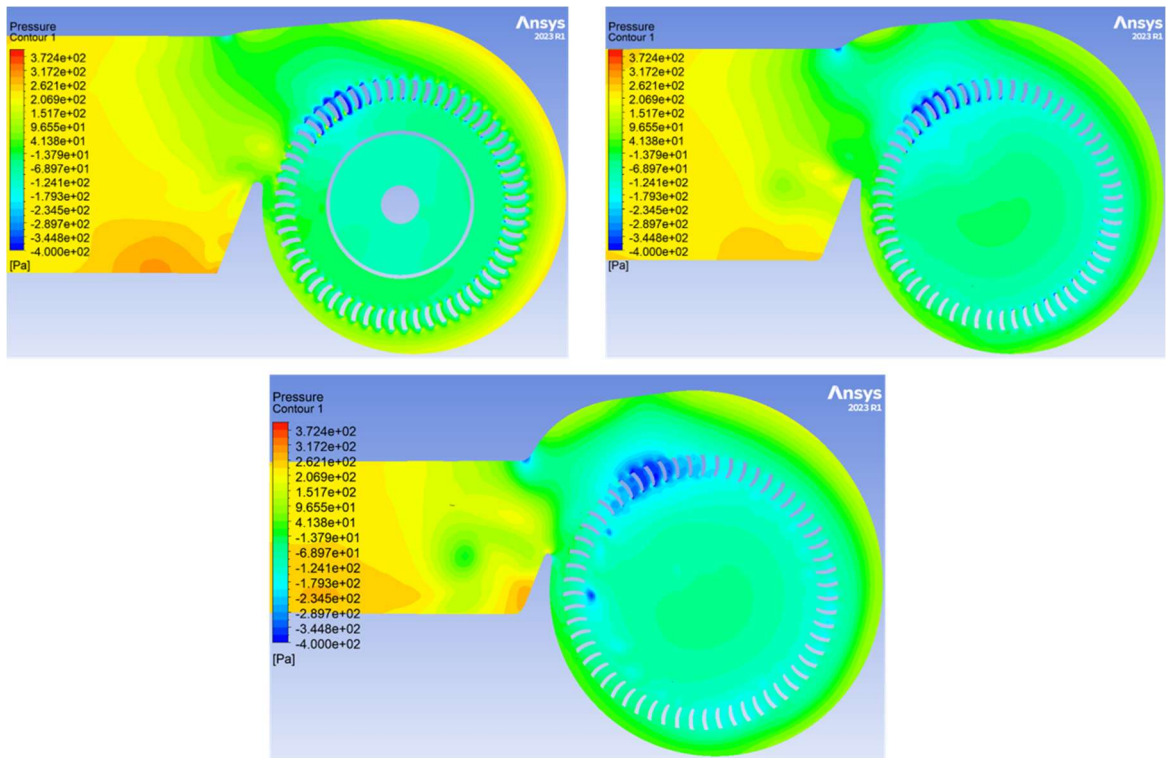


Figura 5.61: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 658.8 \text{ m}^3/\text{h}$

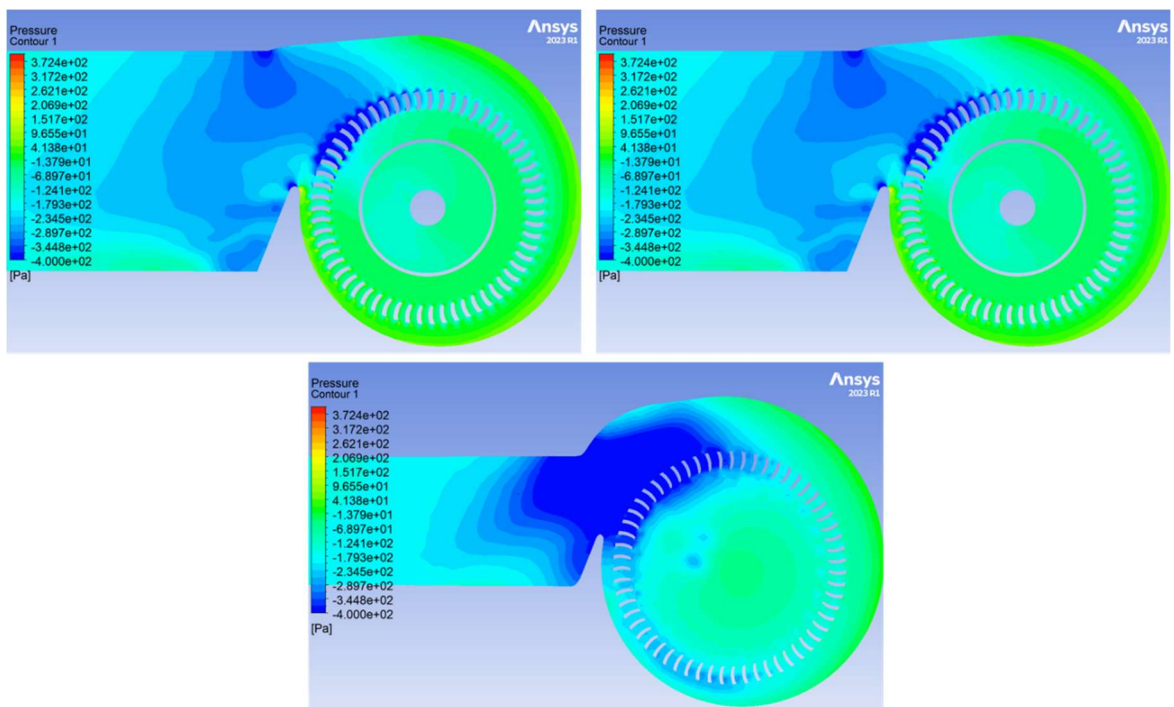


Figura 5.62: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 863.2 \text{ m}^3/\text{h}$

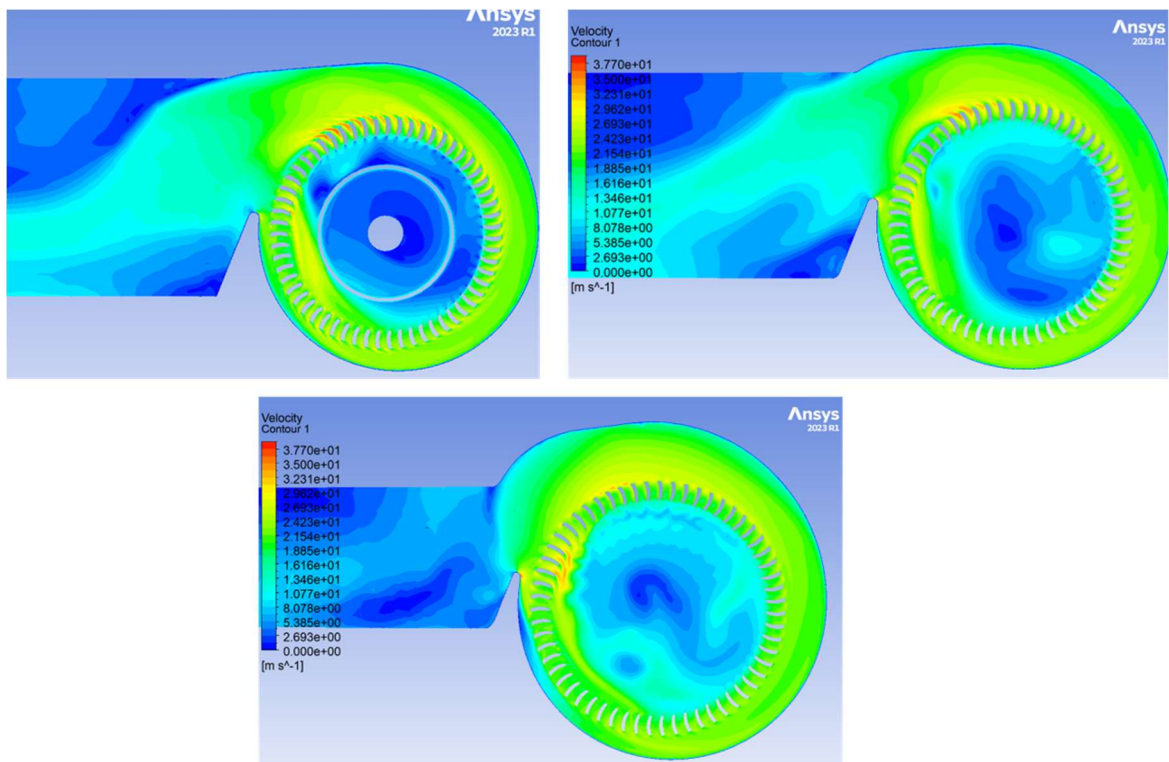


Figura 5.63: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 217.3 \text{ m}^3/\text{h}$

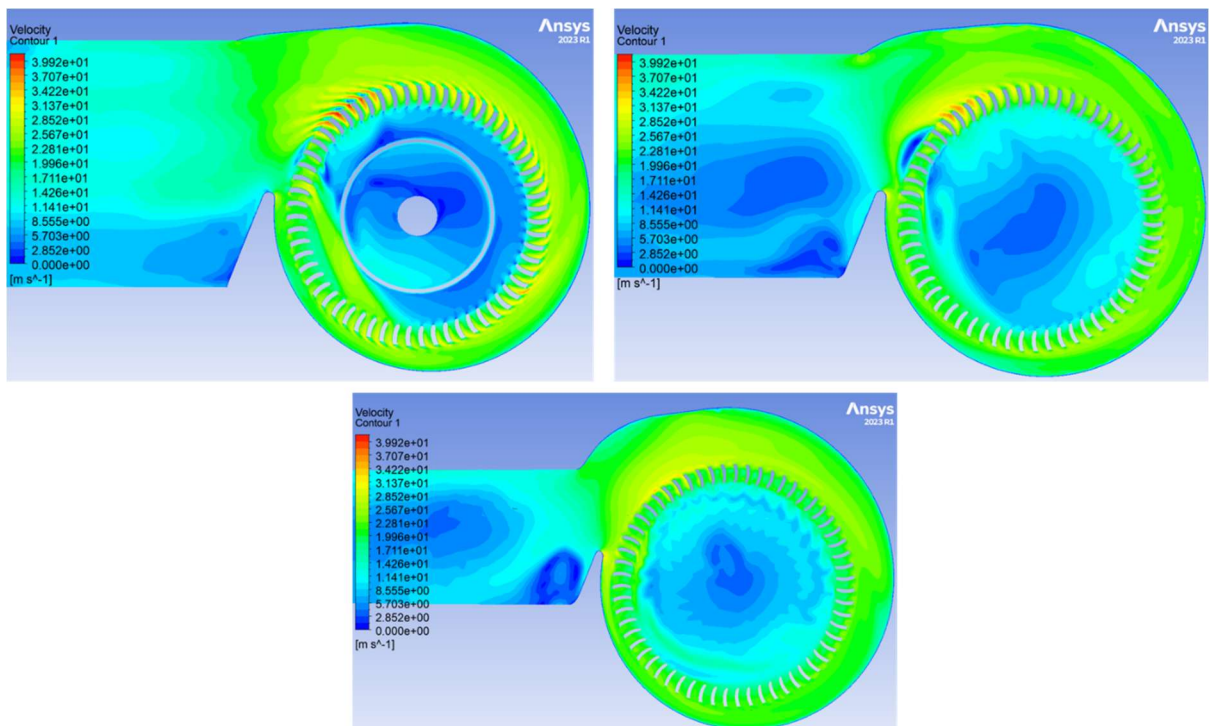


Figura 5.64: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 425.5 \text{ m}^3/\text{h}$

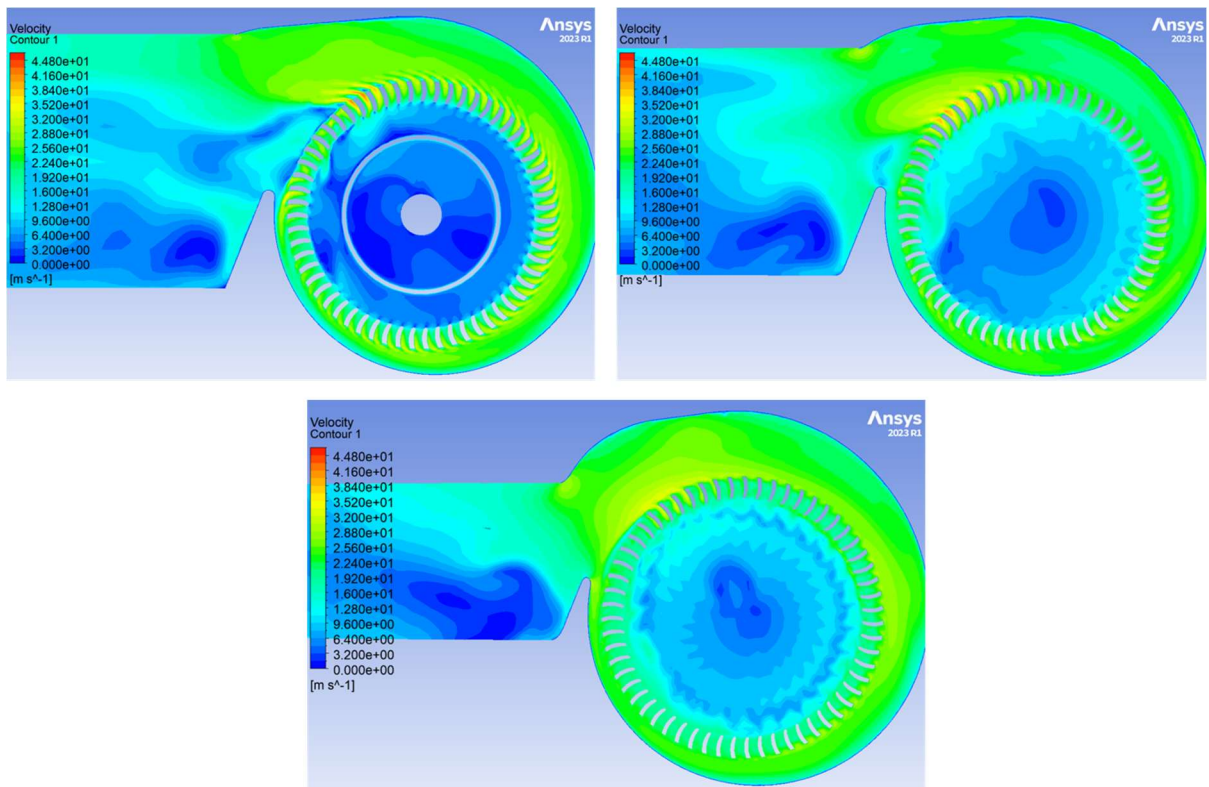


Figura 5.65: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 506.7 \text{ m}^3/\text{h}$

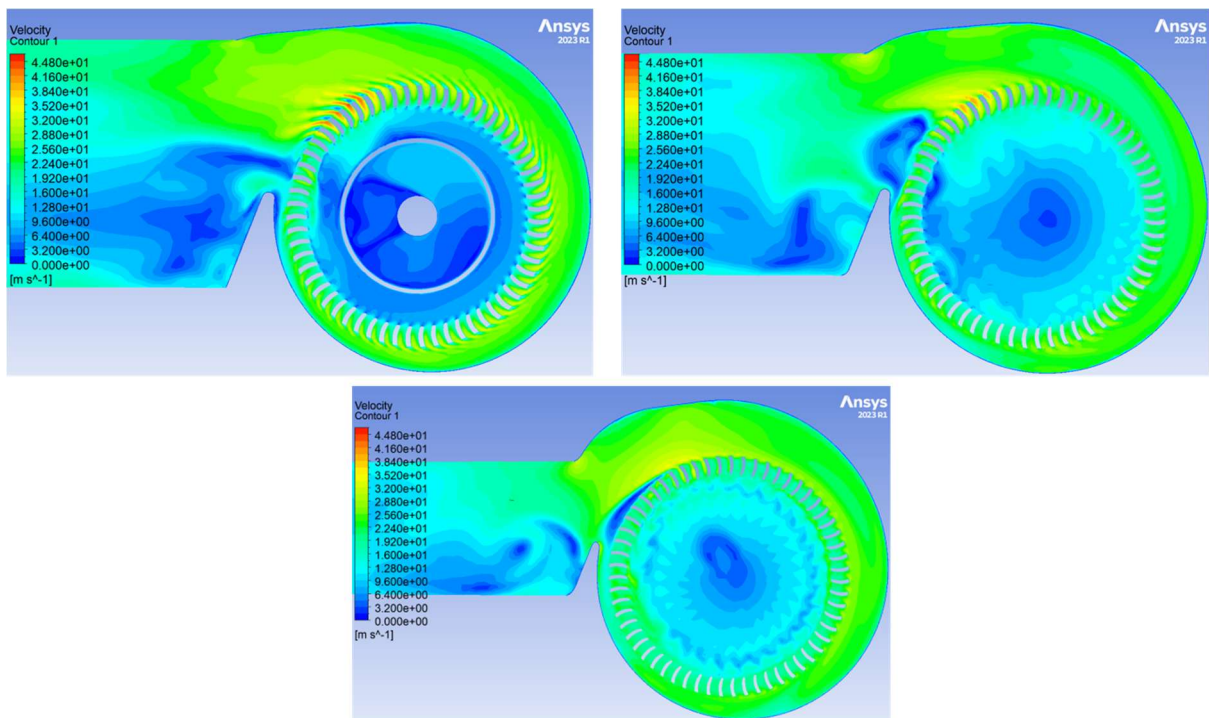


Figura 5.66: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 658.8 \text{ m}^3/\text{h}$

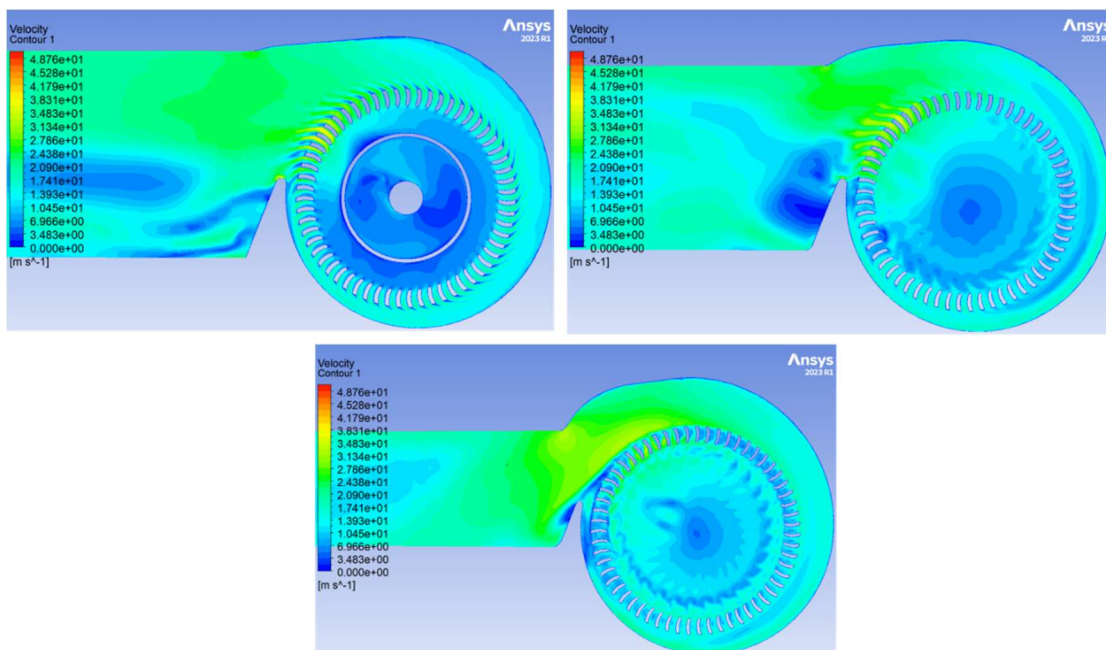


Figura 5.67: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 863.2 \text{ m}^3/\text{h}$

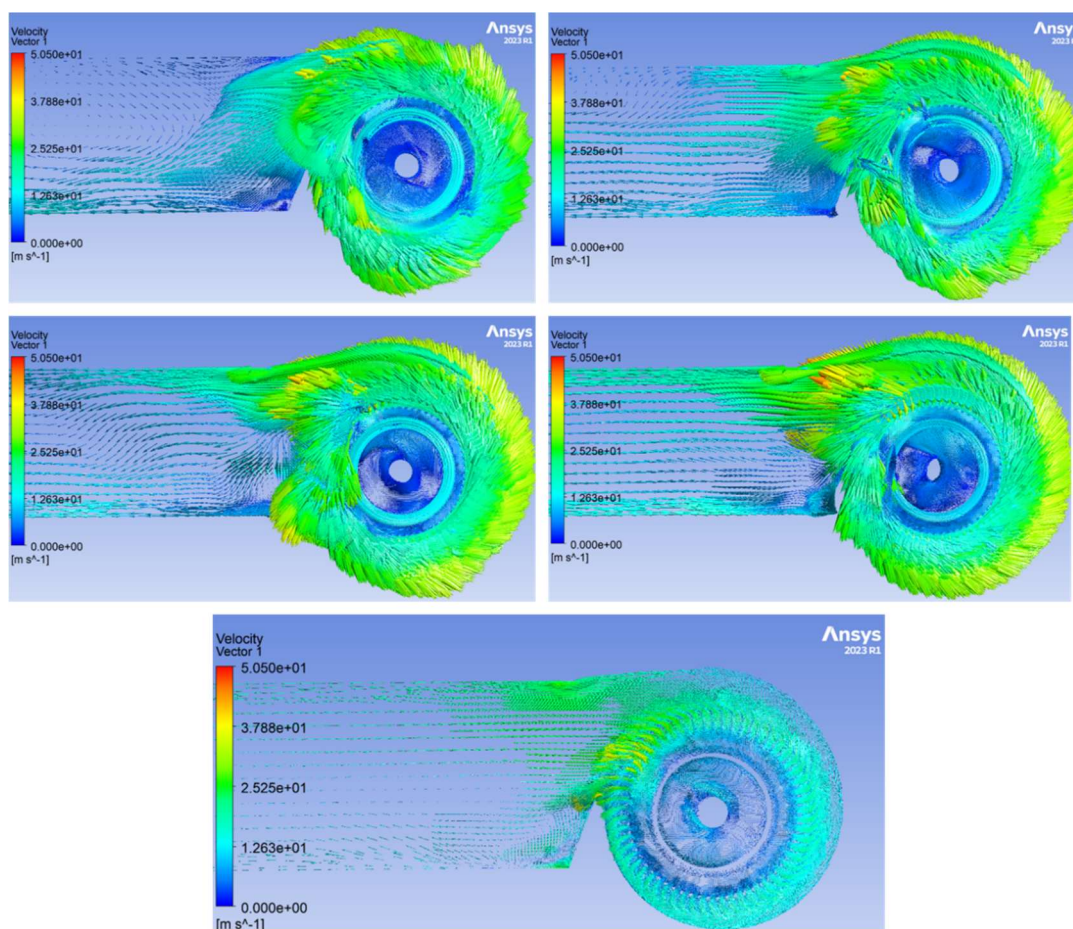


Figura 5.68: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF1

In particolare, per tutte le portate simulate, la configurazione non si integra correttamente con il setto presente nella coclea in mandata, generando una zona di forte perturbazione del flusso e probabili fenomeni di ricircolo. Inoltre, dato che le pale hanno una conformazione più “scarica”, non riescono a trasferire l’energia necessaria al flusso per superare le perdite di carico del sistema sia per il corretto andamento del flusso alla geometria della coclea.

Lo scarso trasferimento energetico tra fluido e girante viene confermato dal valore di rendimento fluidodinamico, pari al 36.9% e inferiore dell’1.3% rispetto quella di partenza.

In conclusione, questa girante garantisce solo un aumento della portata generata dal sistema ETB 140, peggiorando però tutte le proprietà di pressione statica, prevalenza e rendimento fluidodinamico della soluzione di partenza.

5.5.4 La seconda girante: VF2 90 -140

Successivamente allo studio condotto sulla girante VF1, è stata progettata una seconda girante, denominata VF2 90-140 (indicata in seguito come VF2). Rispetto alla configurazione precedente, tale girante è stata sviluppata considerando gli angoli di ingresso e di uscita delle pale rispettivamente di 90° e di 140°.

A differenza del prototipo VF1, gli obiettivi principali sono i seguenti:

- Osservare il comportamento del flusso che attraversa la girante in rotazione per tali angoli caratteristici, ovvero i valori massimi degli intervalli descritti nel paragrafo 5.5.2;
- Ottenere un incremento di portata ma mantenendo un buon equilibrio tra pressione statica ed efficienza fluidodinamica, nonostante l’utilizzo di pale con un minore raggio di curvatura.

In generale, con la VF2 si vuole ottenere una curva caratteristica più omogenea e meno orientata verso portate troppo elevate, così da raggiungere una condizione di equilibrio tra la soluzione standard e quella analizzata precedentemente.

Di seguito, così come per la VF1, viene illustrato il procedimento di calcolo effettuato per determinare le caratteristiche della girante con tali angoli e il prototipo realizzato (Figure 5.69 - 5.71):

INPUT					
Velocità angolare	RPM		2800 rad/s	293.2153	
Numero di pale	z		59		
Altezza pale	b2 [m]		0.063		
Spessore pala	s [m]		0.002		
Delta Pressione	[Pa]		550		
Prevalenza	H [m]		45.76754		
Diametro interno minimo	D1 [m]		0.125		
Diametro esterno minimo	D2 [m]		0.15		
Beta1	°		90	1.570796 rad	
Beta2	°		140	2.443461 rad	

Figura 5.69: Dati in ingresso considerati per la girante VF

OUTPUT				
Portata (stima teorica)	Q [m ³ /h]	2061.67 m ³ /s	0.572686	
Area interna	A1 [m ²]	0.02474		
Area esterna	A2 [m ²]	0.029688		
Modulo velocità ingresso	V1 [m/s]	23.14815		
Componente tang. Ingresso	U1 [m/s]	18.32596		
Velocità relativa ingresso	Vr1 [m/s]	23.14815		
Componente tang. Uscita	U2 [m/s]	21.99115		
Componente radiale uscita	Vf2 [m/s]	19.29012		
Componente tang. Uscita Pale avanti	Vw2 [m/s]	1.191863		
Velocità relativa uscita	Vr2[m/s]	-25.1815		
Modulo velocità di uscita	V2[m/s]	33.43227		

Figura 5.70: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF2

METODO DELL'ARCO SINGOLO				
Dext	D2	0,150m	R2	75 mm
Dint	D1	0,125m	R1	62,5 mm
Angolo ingresso pala	Beta1	90°	1,570796radianti	
Angolo uscita pala	Beta2	140°	2,443461 radianti	
Determino il raggio di curvatura rho (tratto EA)				
rho	-14,9578mm		14,95779	

Figura 5.71: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF2

Confrontandola VF2 con la VF1, si può osservare come la componente di velocità relativa in ingresso risulta pari a 23.148 m/s, molto simile rispetto alla stessa componente ottenuta nella soluzione VF1, pari a 23.505 m/s. La vera differenza si osserva per le velocità relative di uscita e per il modulo di velocità di uscita. Per la VF2, i valori ottenuti sono rispettivamente -25.181 m/s e 33.432 m/s. Per la soluzione VF1 i valori sono pari a -38.5802 m/s e 44.408 m/s. In generale, una diminuzione delle componenti di velocità in uscita è stata prevista, data la diminuzione del raggio di curvatura.

Tale variazione può determinare un diverso trasferimento di energia al fluido, modificando quindi la ripartizione tra energia cinetica e di pressione statica. In generale, una riduzione del raggio di curvatura comporta un aumento della pressione statica, dovuta alla maggiore conversione dell'energia fornita.

In seguito alla realizzazione della girante VF2 (Figura 5.72), è stata effettuata la prova al banco, i cui risultati sono i seguenti:

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA [m]
26.3	505	505	2821.38	6.35	42.02
128.8	493	491	2825.85	28.06	40.86
232.6	463	455	2822.55	33.95	37.86
285.4	471	458	2821.76	36.35	38.11
351.1	477	458	2818.42	37.92	38.11
401	482	458	2820.92	38.27	38.11
437.3	484	456	2821.05	38.17	37.95
477.6	484	451	2821.64	37.58	37.53
503.5	475	437	2821.7	36.21	36.36
527.4	470	428	2821.86	35.59	35.62
539.1	468	424	2812.26	35.61	35.28
563.5	451	404	2730.29	35.43	33.62
579.6	431	380	2682.68	34.37	31.62
622.6	375	317	2534.3	31.2	26.38
691.9	291	219	2326.66	24.13	18.22
790.8	172	78	2037.74	9.98	6.49
840.3	106	0	1920.23	0	0.00

Tabella 5.6: Risultati della prova sperimentale per la girante VF2



Figura 5.72: Girante VF2

Dall'analisi dei risultati sperimentali, si nota come il valore di portata massima ottenuto è pari a $840.3 \text{ m}^3/\text{h}$, ottenendo così una diminuzione di portata di $4 \text{ m}^3/\text{h}$ rispetto all'ETB 140 con girante di produzione.

Per quanto riguarda i parametri di pressione statica massima, la prevalenza e l'efficienza fluidodinamica, i valori corrispondono a 505 Pa, 42.02 m e 38.27%, ottenuto per un valore di portata corrispondente a $401 \text{ m}^3/\text{h}$.

Esaminando i grafici (Figure 5.73 -5.76), emerge che, nell'intervallo di portate tra i 550 e i $900 \text{ m}^3/\text{h}$, la girante VF2 garantisce una portata e una pressione statica leggermente superiori rispetto alla configurazione standard. Al contrario, la VF1 riesce a generare una maggiore portata e pressione statica per un intervallo compreso fra i 550 ai $700 \text{ m}^3/\text{h}$. Considerando l'intervallo fra i 550 a $0 \text{ m}^3/\text{h}$, la soluzione VF2 tende ad avere un andamento intermedio delle proprietà rispetto alle altre soluzioni confrontate.

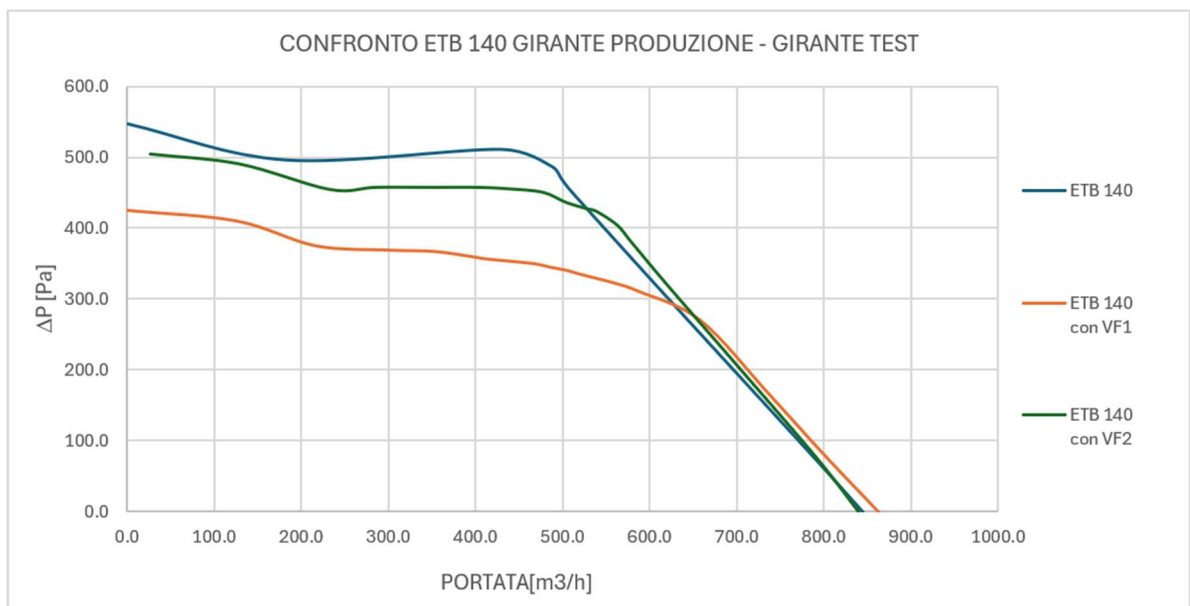


Figura 5.73: Curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

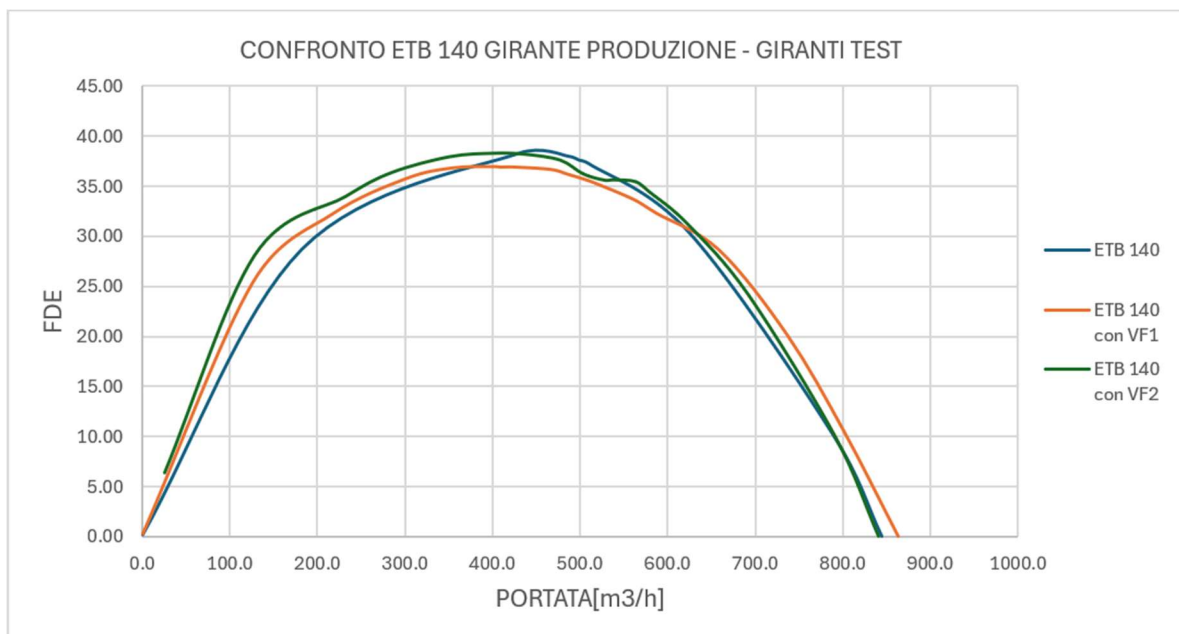


Figura 5.74: Curve Portata- Rendimento fluidodinamico per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

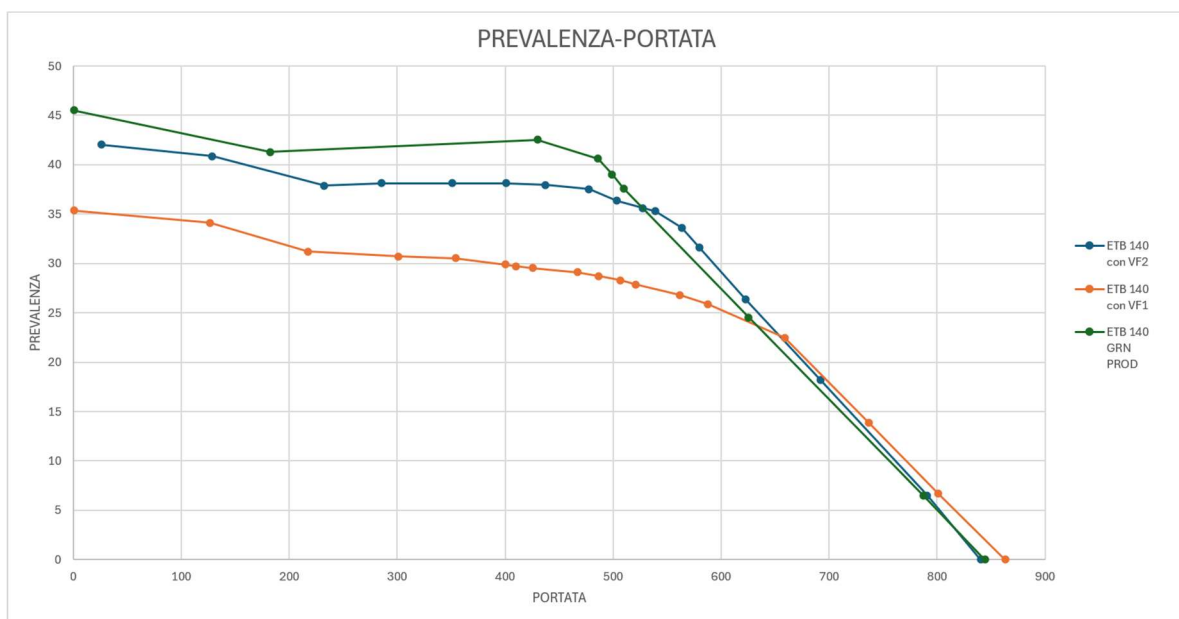


Figura 5.75: Curve Portata-Prevalenza per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

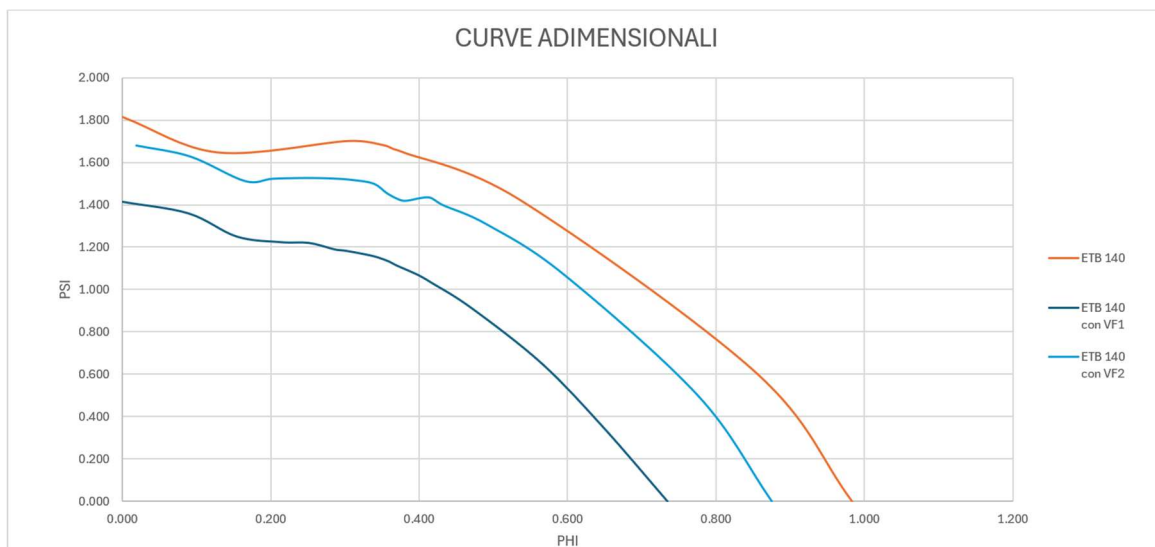


Figura 5.76: Curve adimensionali per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

Queste osservazioni sono confermate anche dai grafici relativi alla prevalenza, al rendimento fluidodinamico e ai parametri adimensionali, nei quali la VF2 si pone ancora come soluzione di compromesso. Un aspetto interessante riguarda la curva di portata-rendimento: tale soluzione risulta essere la migliore per un intervallo di portata compreso tra 0 e $650 \text{ m}^3/\text{h}$.

Analogamente a quanto svolto per la VF1, è stata eseguita una simulazione CFD per poter osservare il comportamento del flusso considerando il sistema ETB 140 con la soluzione VF2. Rispetto al caso precedente, l'errore relativo calcolato tra i dati sperimentali del banco e l'analisi numerica effettuata è pari al 3,65%, legato soprattutto alla difficoltà del solutore nel replicare perfettamente la condizione di funzionamento a portata massima.

Q[m ³ /h]	ΔP [Pa]	ΔP SIMULAZIONE	SCARTO PERCENTUALE	
232.6	455	484	6.37	
437.3	456	452	0.88	Errore
527.4	428	424	0.93	
622.6	317	270	14.83	3.65
840.3	0	-150	15000000.00	

Tabella 5.7: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF2

Analizzando le scene relative ai campi di moto per le condizioni di funzionamento simulate e per le sezioni analizzate (Figure 5.77-5.87), si nota come il comportamento del flusso all'interno del convogliatore con la girante VF2 risulti più equilibrato rispetto alla soluzione VF1.

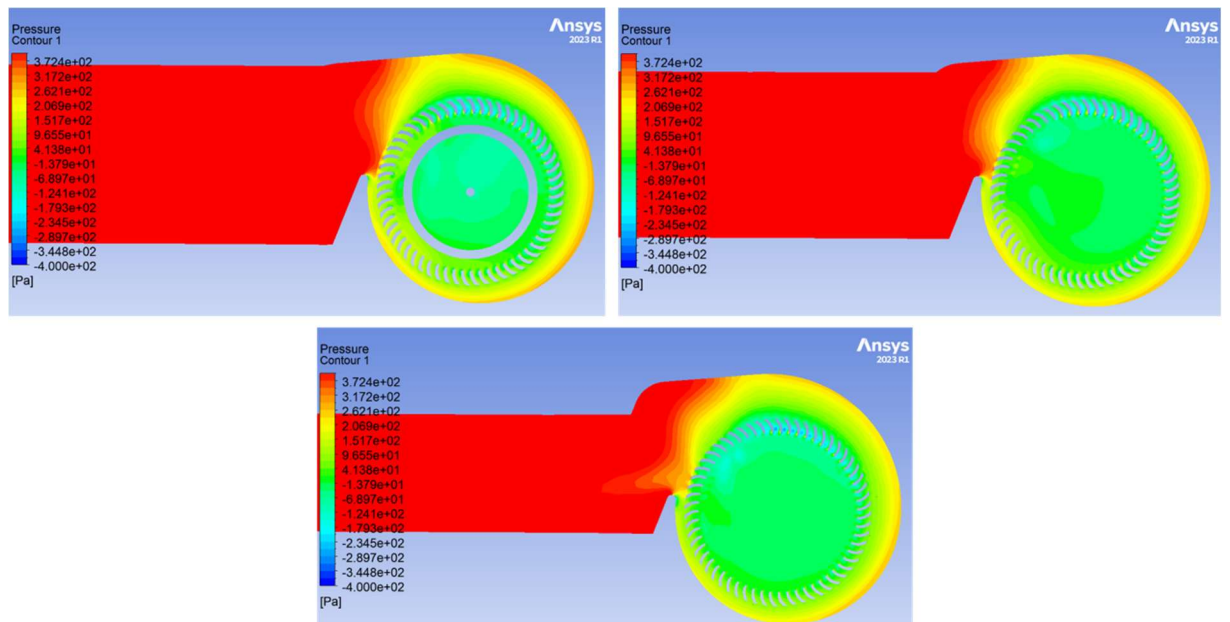


Figura 5.77: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 232.6 \text{ m}^3/\text{h}$

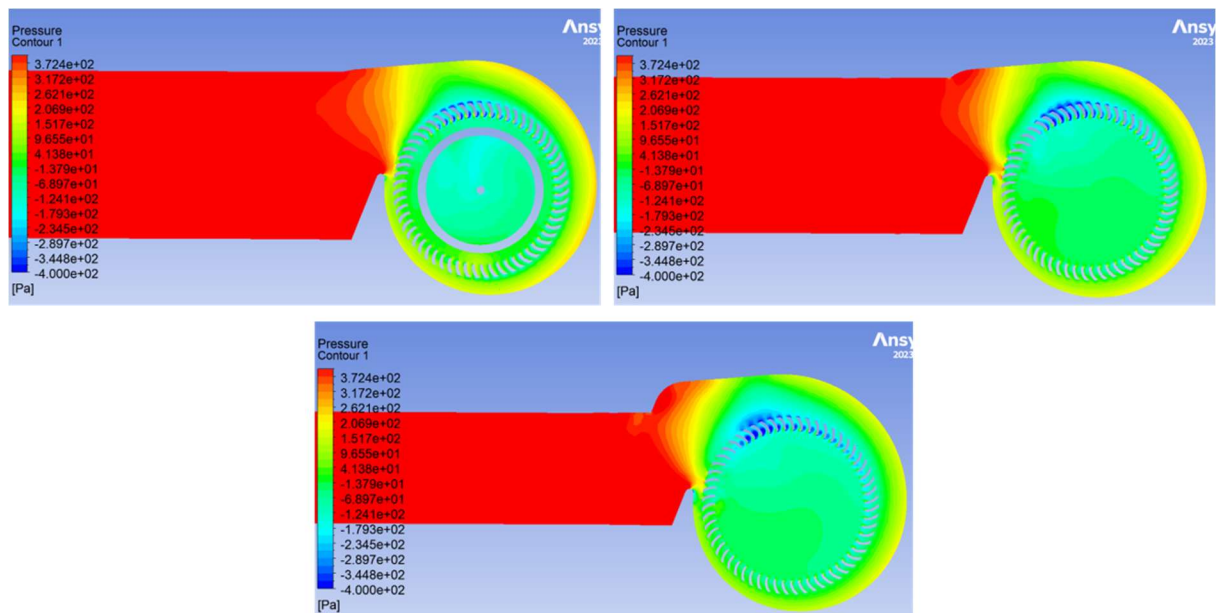


Figura 5.78: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 437.3 \text{ m}^3/\text{h}$

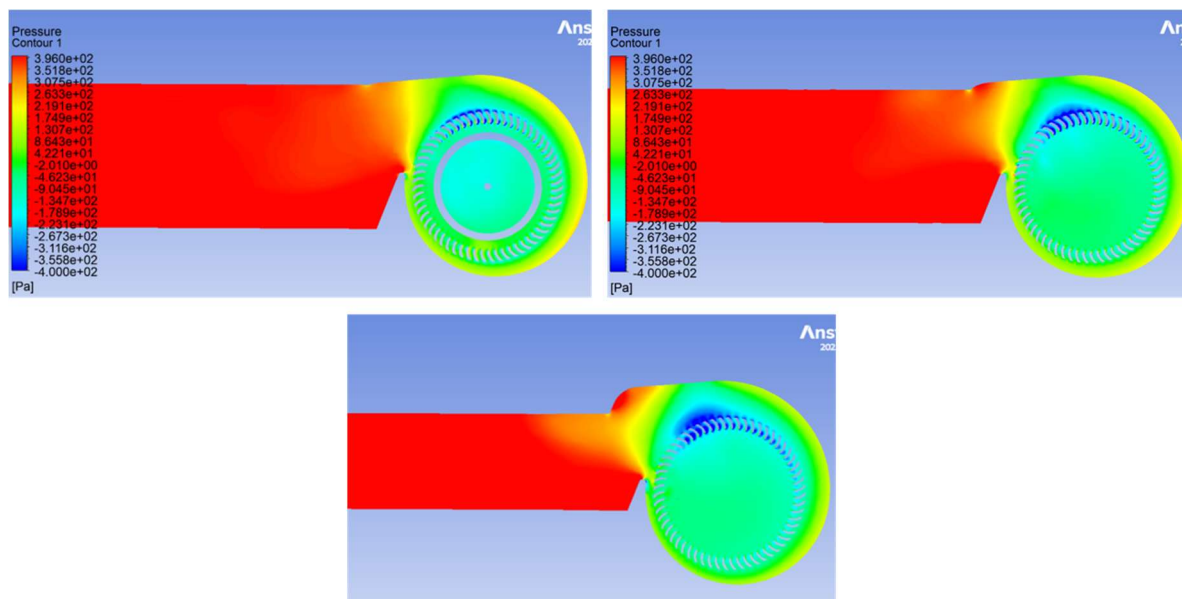


Figura 5.79: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 527.4 \text{ m}^3/\text{h}$

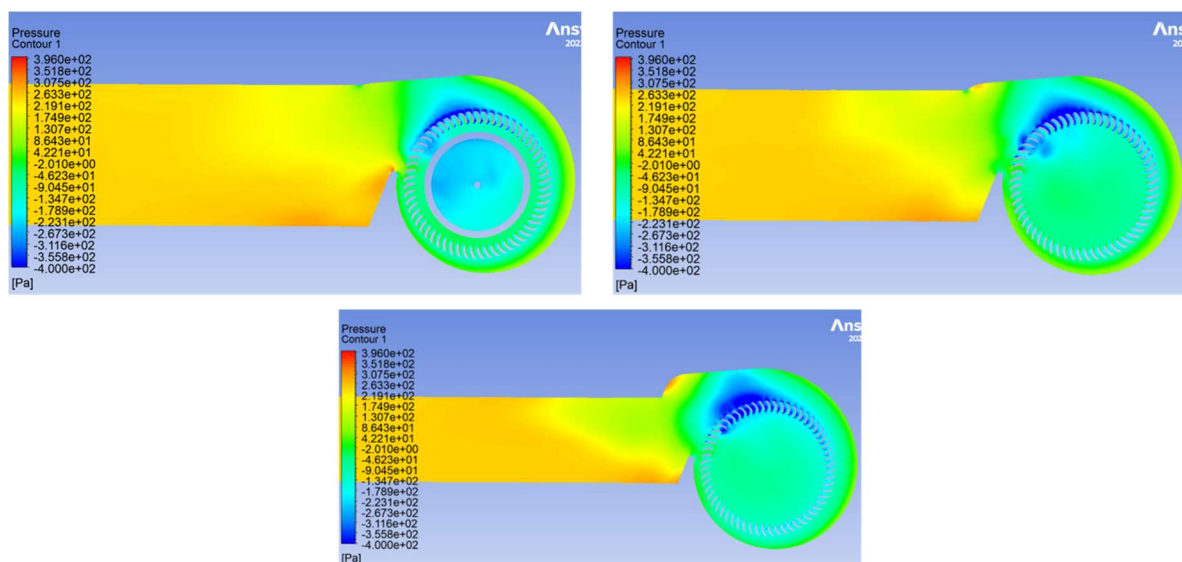


Figura 5.80: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 622.6 \text{ m}^3/\text{h}$

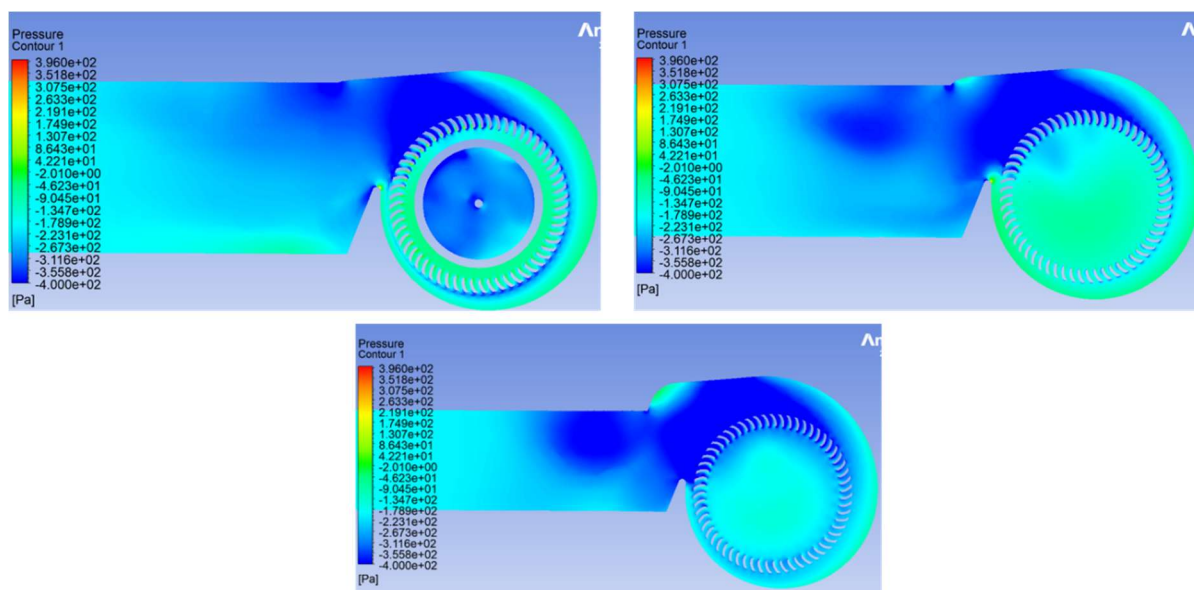


Figura 5.81: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 840.3 \text{ m}^3/\text{h}$

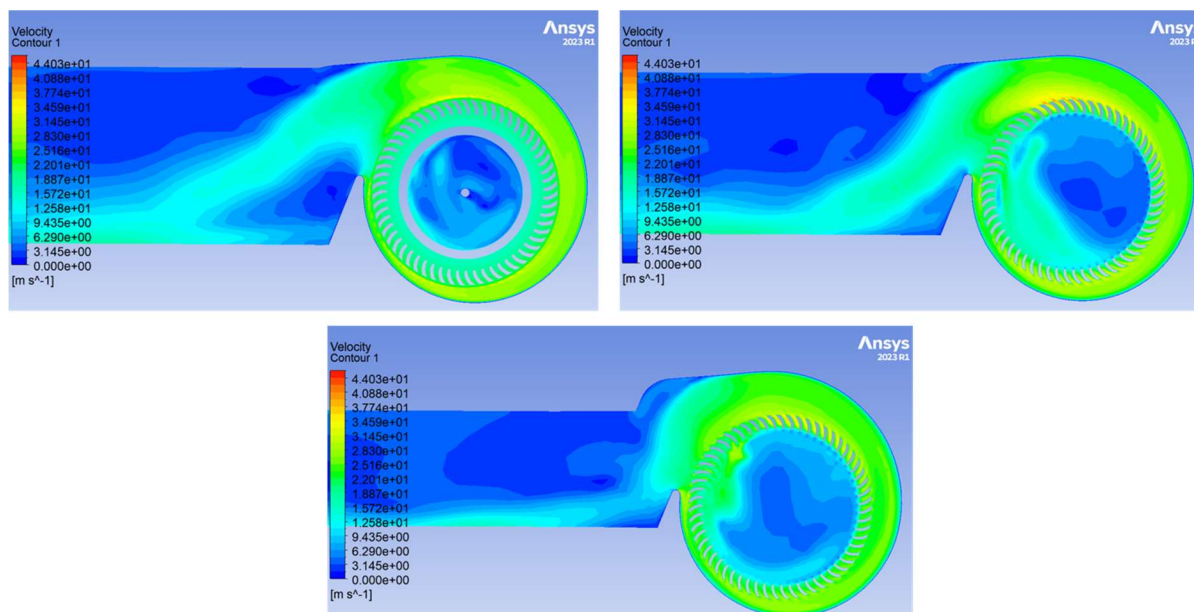


Figura 5.82: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 232.6 \text{ m}^3/\text{h}$

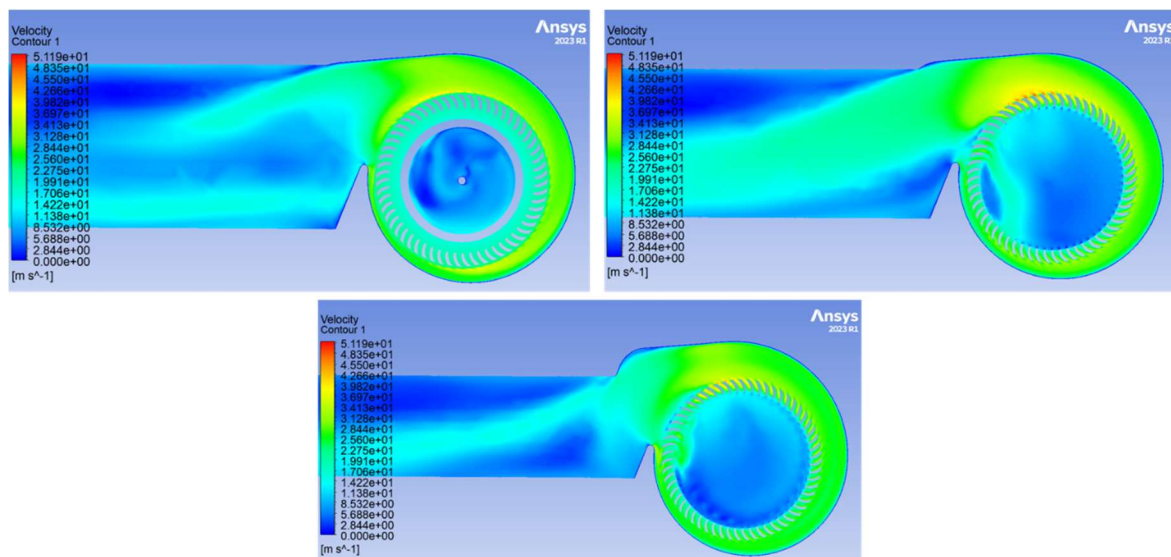


Figura 5.83: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 437.3 \text{ m}^3/\text{h}$

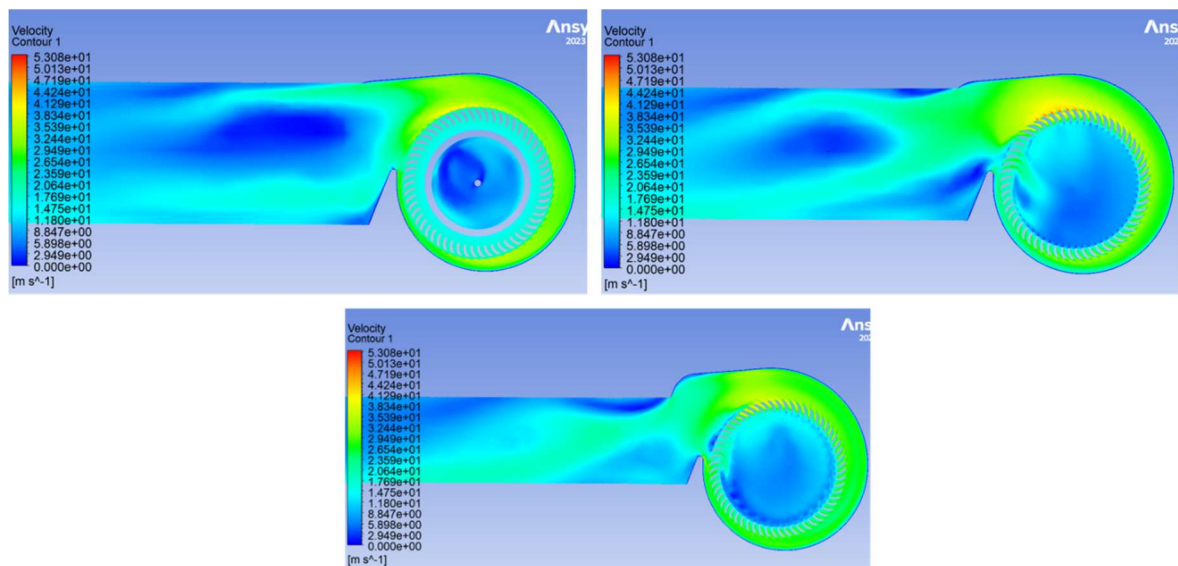


Figura 5.84: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 527.4 \text{ m}^3/\text{h}$

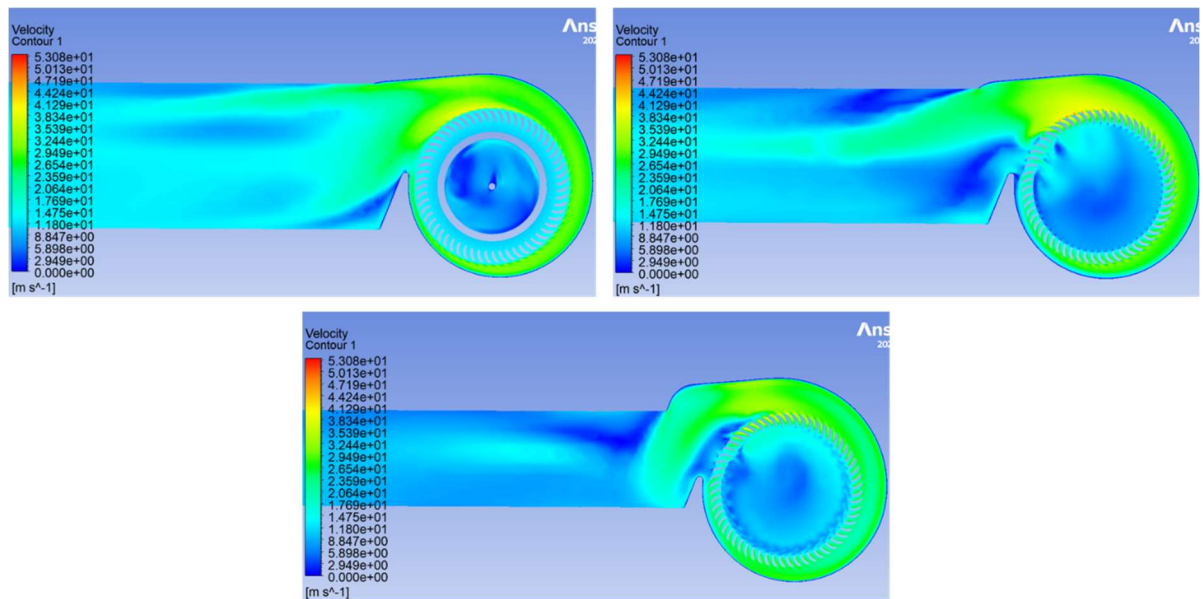


Figura 5.85: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 622.6 \text{ m}^3/\text{h}$

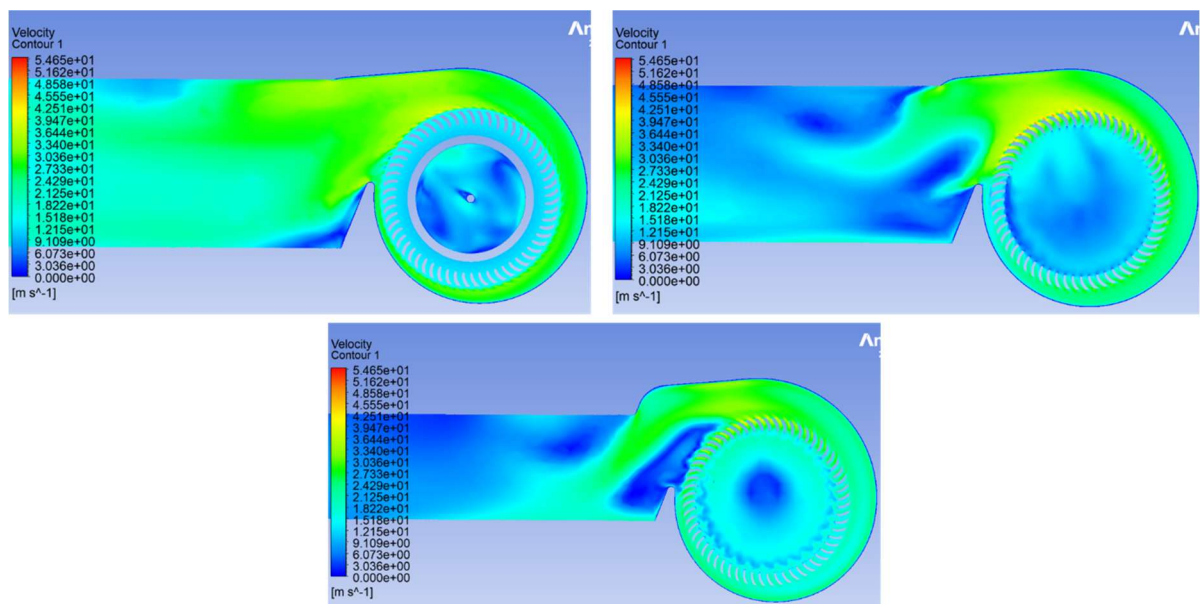


Figura 5.86: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 840.3 \text{ m}^3/\text{h}$

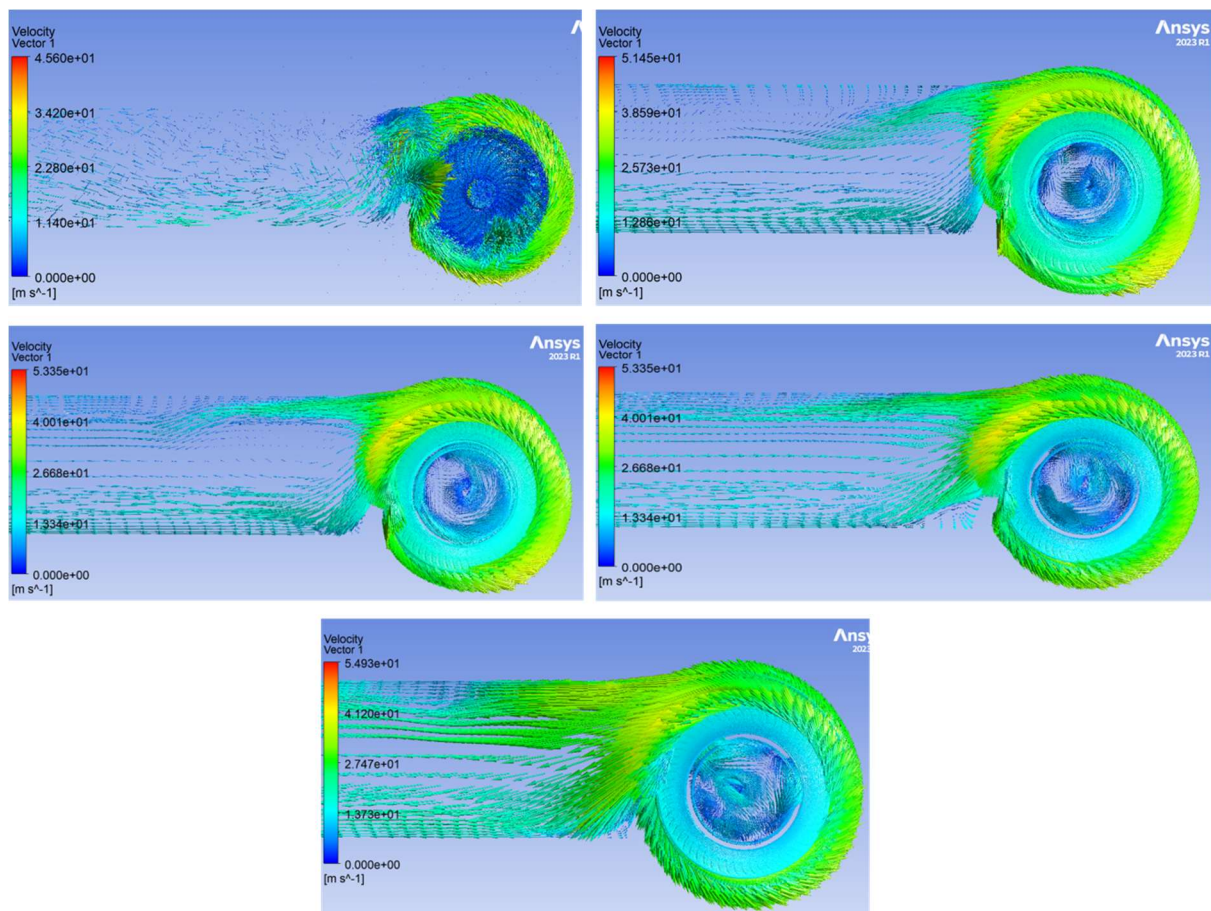


Figura 5.87: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF2

In particolare, osservando la sezione centrale relativa ai punti di funzionamento compresi tra 500 e 840 m^3/h , si nota una migliore interazione tra girante e il setto, che comporta una riduzione delle regioni turbolente, localizzate principalmente nella parte inferiore del setto in prossimità della mandata. Spostandosi verso le sezioni intermedie ed esterne, si riscontra invece una condizione di flusso estremamente perturbato, dovuta allo spazio limitato tra girante e la parete interna del convogliatore.

Rispetto alla soluzione di partenza, il comportamento del flusso risulta simile; tuttavia, il sistema di partenza riesce a generare maggiori valori sia di portata sia di pressione statica, risultando migliore nel superare le perdite di carico del sistema.

Quest'ultima condizione può essere giustificata osservando le scene relative alla pressione, nelle quali si osserva che il punto a pressione massima si trovi nella parte interna del setto. Considerando che il setto ha la funzione di separare il flusso in mandata da quello rotante all'interno della coclea, questa distribuzione suggerisce che il setto non riesce a lavorare efficacemente, riducendone la capacità di indirizzare il flusso e favorire la trasformazione dell'energia meccanica in cinetica e pressione statica.

In conclusione, la girante VF2 garantisce un comportamento fluidodinamico migliore rispetto alla girante VF1; tuttavia, dal punto di vista prestazionale, risulta peggiorativa rispetto alla girante di produzione impiegata nel sistema ETB 140, mostrando valori quasi tutti inferiori per tutte le proprietà considerate.

5.5.5 La terza girante: VF3 80-125

Dall'analisi condotta sulle giranti precedenti, è emerso che la variazione degli angoli di ingresso e di uscita β_1 e β_2 , determina una notevole influenza sul comportamento del fluido e sulle modalità di scambio energetico all'interno del ventilatore centrifugo.

In particolare, la modifica simultanea di entrambi gli angoli non ha consentito di individuare una soluzione valida per il raggiungimento degli obiettivi prefissati. Inoltre, tale analisi ha evidenziato un comportamento del flusso opposto al variare dei parametri analizzati.

Si è deciso quindi di progettare una nuova girante, denominata VF3 80-125 (in seguito indicata come VF3), caratterizzata da:

- Angolo di ingresso della pala pari a 80° , corrispondente al limite inferiore dell'intervallo considerato per β_1 ;
- Angolo di uscita della pala pari a 125° , ottenuto mediante un incremento rispetto al valore inferiore dell'intervallo per β_2 .

Rispetto ai prototipi realizzati in precedenza, gli obiettivi principali sono i seguenti:

- Analizzare il comportamento del flusso attraverso la girante modificando il solo parametro β_2 ;
- Ottenere un incremento di portata, mantenendo un buon valore di pressione statica ed efficienza fluidodinamica, modificando un solo parametro.

Di seguito, viene illustrato il procedimento di calcolo effettuato per determinare le caratteristiche della girante con tali angoli e il prototipo realizzato (Figure 5.88– 5.90):

INPUT				
Velocità angolare	RPM		2800 rad/s	293.2153
Numero di pale	z		59	
Altezza pale	b2 [m]		0.063	
Spessore pala	s [m]		0.002	
Delta Pressione	[Pa]		550	
Prevalenza	H [m]		45.76754	
Diametro interno minimo	D1 [m]		0.125	
Diametro esterno minimo	D2 [m]		0.15	
Beta1	°		80	1.396263 rad
Beta2	°		125	2.181662 rad

Figura 5.88: Dati in ingresso considerati per la girante VF3

OUTPUT				
Portata (stima teorica)	Q [m ³ /h]	2061.67 m ³ /s		0.572686
Area interna	A1 [m ²]	0.02474		
Area esterna	A2 [m ²]	0.029688		
Modulo velocità ingresso	V1 [m/s]	23.14815		
Componente tang. Ingresso	U1 [m/s]	18.32596		
Velocità relativa ingresso	Vr1 [m/s]	23.50525		
Componente tang. Uscita	U2 [m/s]	21.99115		
Componente radiale uscita	Vf2 [m/s]	19.29012		
Componente tang. Uscita Pale avanti	Vw2 [m/s]	1.191863		
Velocità relativa uscita	Vr2[m/s]	-33.6313		
Modulo velocità di uscita	V2[m/s]	40.18302		

Figura 5.89: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF3

METODO DELL'ARCO SINGOLO					
Dext	D2	0,15000 m	R2	75 mm	
Dint	D1	0,125 m	R1	62,5 mm	
Angolo ingresso pala	Beta1	80°	1,396263 radianti		
Angolo uscita pala	Beta2	125°	2,181662 radianti		
Determino il raggio di curvatura rho (tratto EA)					
rho	-15,4644 mm		15,4644		

Figura 5.90: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF3

Confrontando tale girante con le precedenti, si osserva come le componenti di velocità relative al triangolo di ingresso sono identiche a quella della girante VF1. Al contrario, le componenti di velocità relativa e il modulo di velocità in uscita della VF3 sono pari a -33.63 m/s e a 40.18 m/s. Tali valori sono leggermente inferiori rispetto alla VF1 e maggiori rispetto alla VF2.

Data la piccola variazione dell'angolo β_2 , che comporta una riduzione del raggio di curvatura rispetto alla VF1, si può ipotizzare che tale configurazione possa garantire un dato di portata molto simile rispetto a quest'ultima, ma con conseguente aumento della pressione statica.

Successivamente, è stato realizzato il prototipo ed è stata effettuata la prova al banco (Figura 5.91), i cui risultati sono riportati in seguito (Figure 5.92-5.95):

Q [m ³ /h]	P _{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA [m]
16.8	451	451	2824.3	4.07	37.53
214.6	413	406	2823.46	32.01	33.78
300	411	398	2827	35.97	33.12
357.1	412	392	2824.6	37.32	32.62
395.6	414	390	2824.39	37.73	32.45
420.7	413	386	2826	37.5	32.12
467.3	409	376	2824.29	37.09	31.29
494.2	411	374	2826.01	37.04	31.12
514.9	412	372	2826.4	36.82	30.96
537.3	410	367	2824.14	36.15	30.54
564.7	407	358	2826.44	35.34	29.79
624.9	378	319	2775.4	32.4	26.55
695.1	300	228	2589.68	26.16	18.97
783.2	205	113	2375.25	14.7	9.40
807.7	180	82	2330.23	11.01	6.82
868.6	112	0	2189.31	0	0.00

Tabella 5.8: Risultati della prova sperimentale per la girante VF3



Figura 5.91: Girante VF3

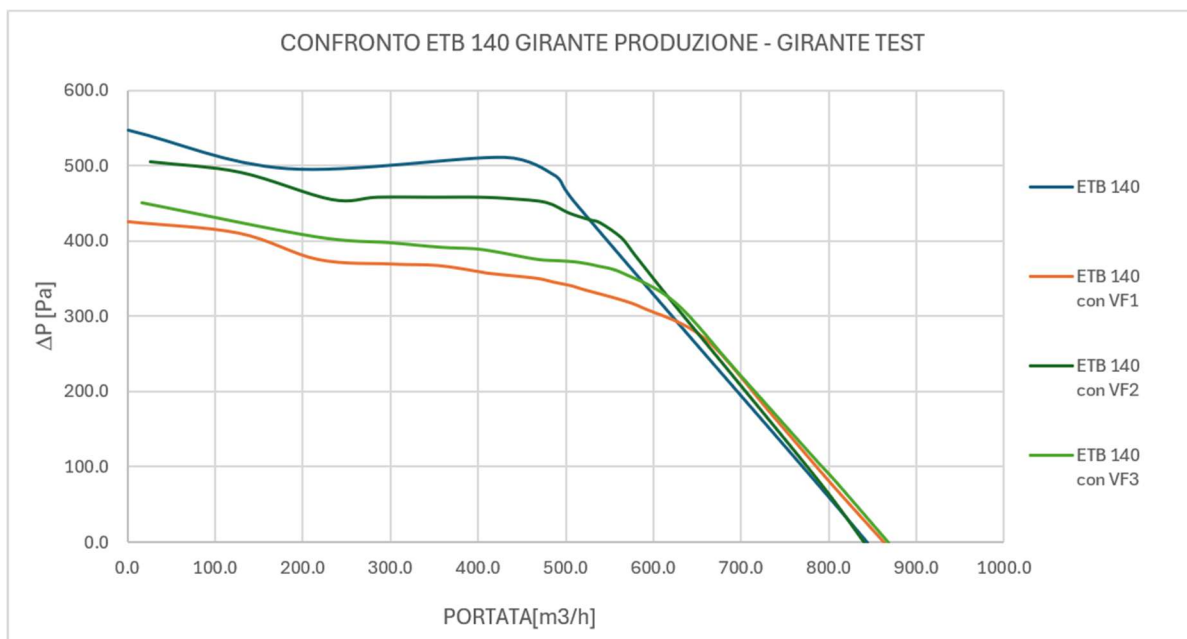


Figura 5.92: Curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

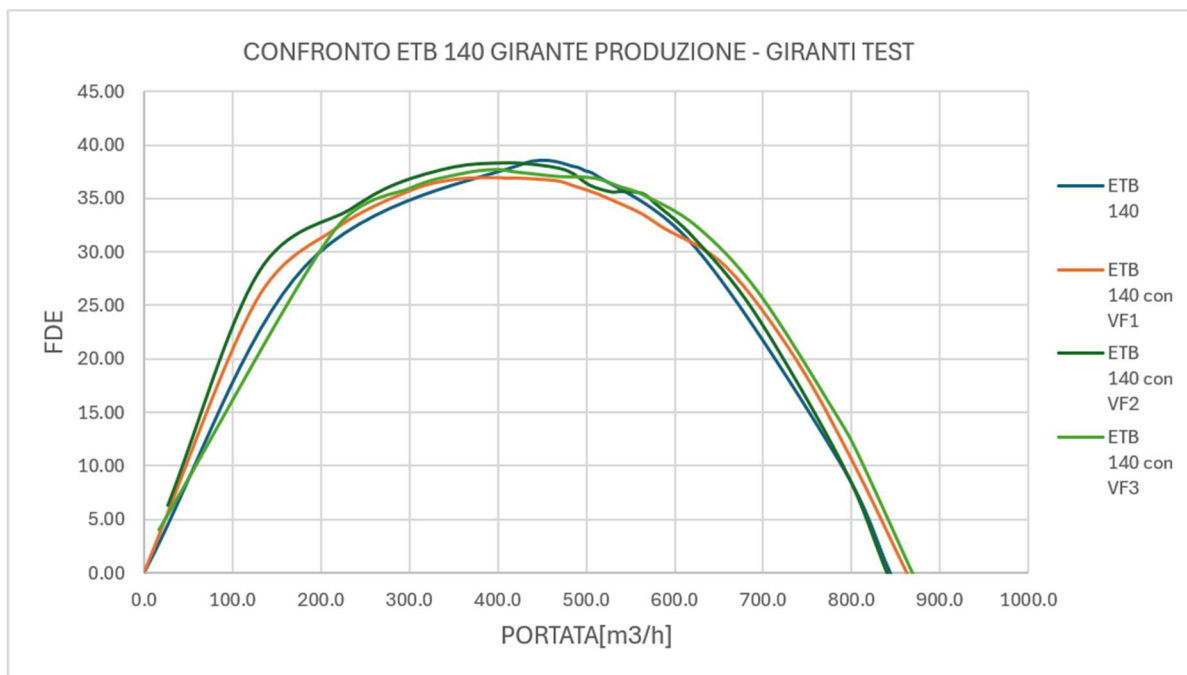


Figura 5.93: Curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

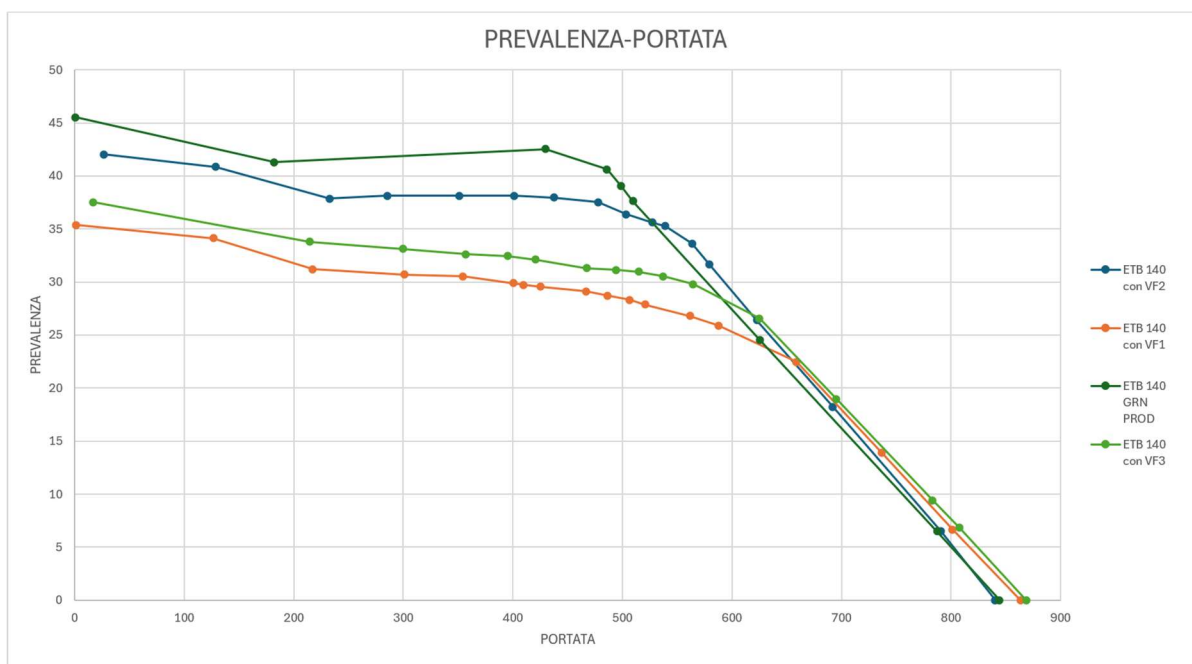


Figura 5.94: Curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

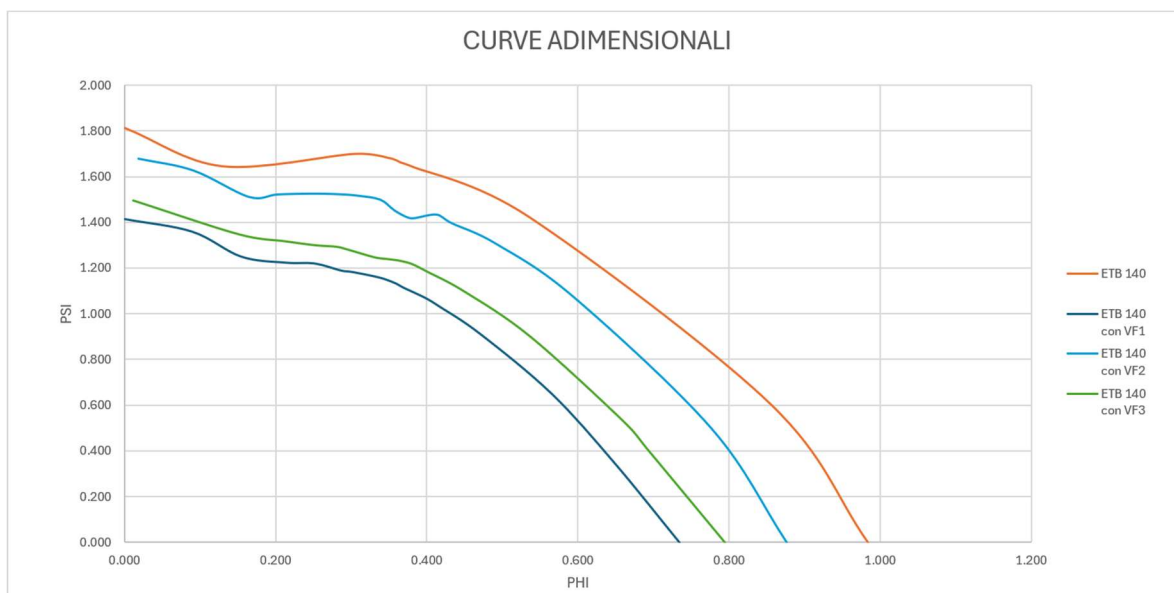


Figura 5.95: Curve adimensionali per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

Dall'analisi dei risultati sperimentali, si osserva che il valore di portata massima ottenuto è pari a $868.6 \text{ m}^3/\text{h}$, ottenendo addirittura un aumento di portata di $5.4 \text{ m}^3/\text{h}$

rispetto alla girante VF1 e di ben $22.3 \text{ m}^3/\text{h}$ rispetto l'ETB 140 con girante di produzione.

Per quanto riguarda i parametri di pressione statica massima, di prevalenza e l'efficienza fluidodinamica, i valori corrispondono a 451 Pa, 37.53 m e 37.73 %, ottenuto per un valore di portata corrispondente a $395.6 \text{ m}^3/\text{h}$.

Confrontando graficamente la VF3 con tutte le giranti precedenti, emerge che quest'ultima riesce a generare una portata massima e pressione statica maggiori rispetto alle altre per un intervallo che va dai 625 ai $870 \text{ m}^3/\text{h}$.

Analizzando l'intervallo che va dai 625 a $0 \text{ m}^3/\text{h}$, la VF3 riesce a lavorare meglio solo rispetto alla VF1, mentre la VF2 e la girante di produzione riescono a garantire maggiori valori di pressione statica per ogni dato di portata.

Tale andamento è confermato anche dai grafici relativi al rendimento e ai parametri adimensionali, che evidenziano come tale girante lavori in modo ottimale per l'intervallo evidenziato precedentemente.

In seguito, è stata eseguita una simulazione CFD per poter osservare il comportamento del flusso considerando il sistema ETB 140 con la soluzione VF3 (Figure 5.95-5.105). Come nelle simulazioni precedenti, il solutore non riesce a replicare perfettamente le condizioni di massima portata, determinando un valore di errore relativo pari al 6.2%, ritenuto comunque ridotto.

Q [m^3/h]	ΔP [Pa]	ΔP SIMULAZIONE	SCARTO PERCENTUALE	
300	398	396	0.50	
420.7	386	371	3.89	Errore
537.3	367	336	8.45	6.2
695.1	228	200	12.28	
868.6	0	-150	15000000.00	

Tabella 5.9: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF3

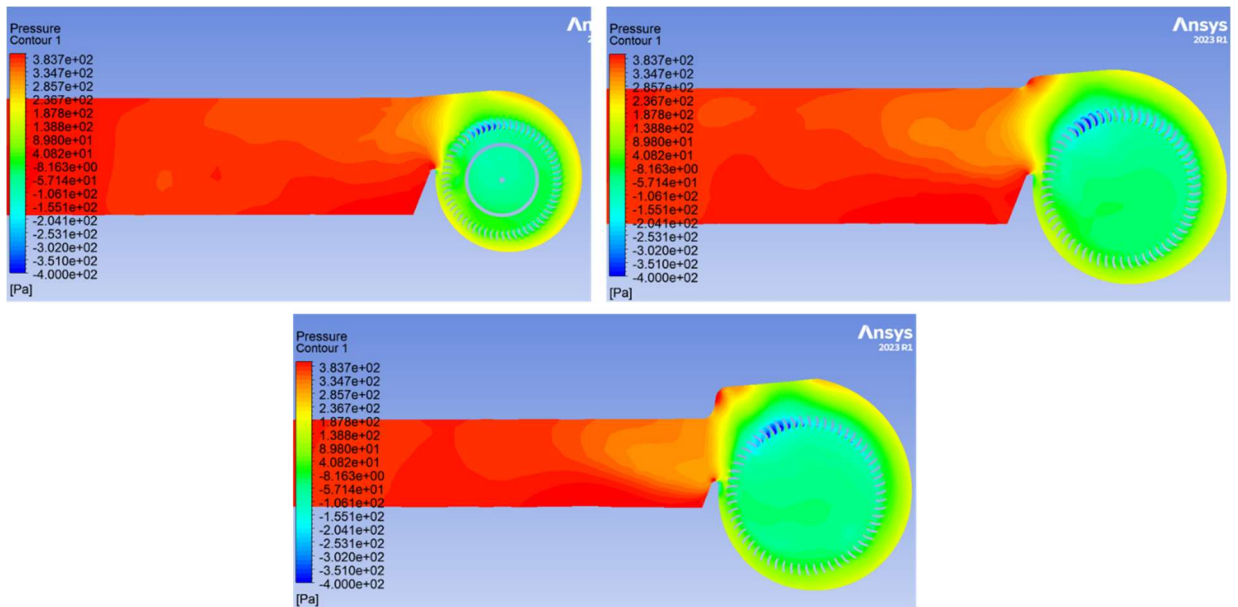


Figura 5.95: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

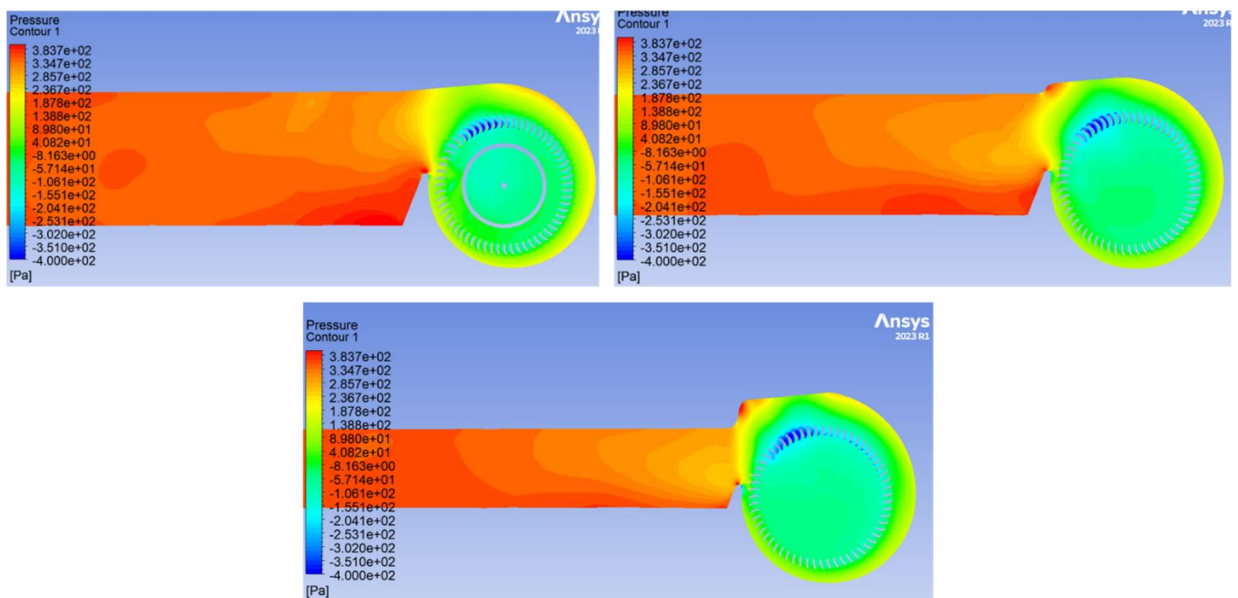


Figura 5.96: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 420.7 \text{ m}^3/\text{h}$

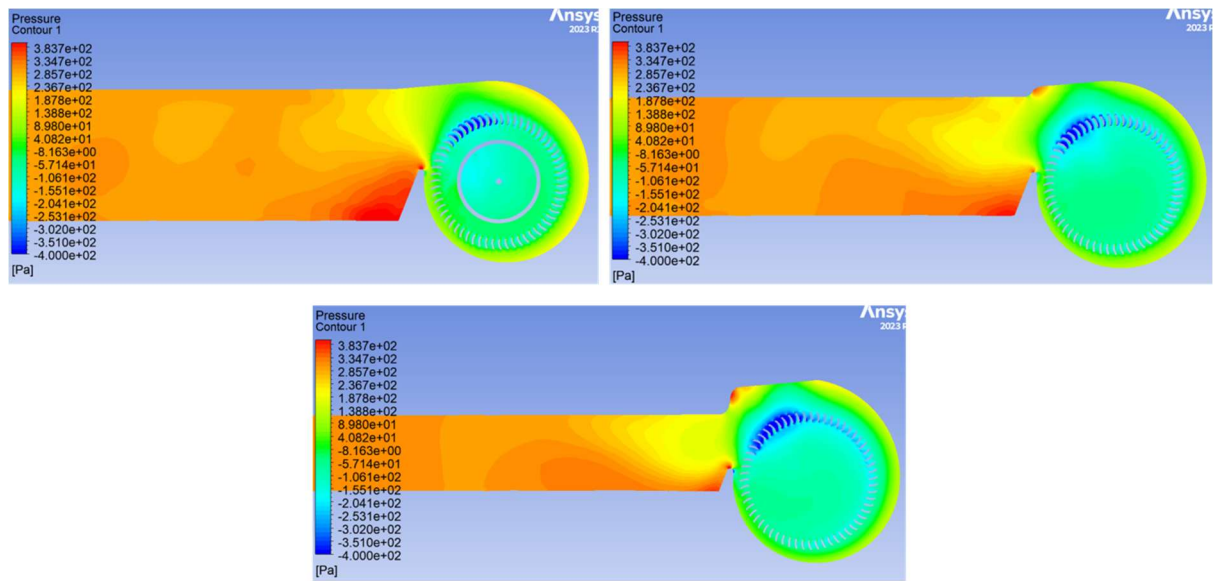


Figura 5.97: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 537.3 \text{ m}^3/\text{h}$

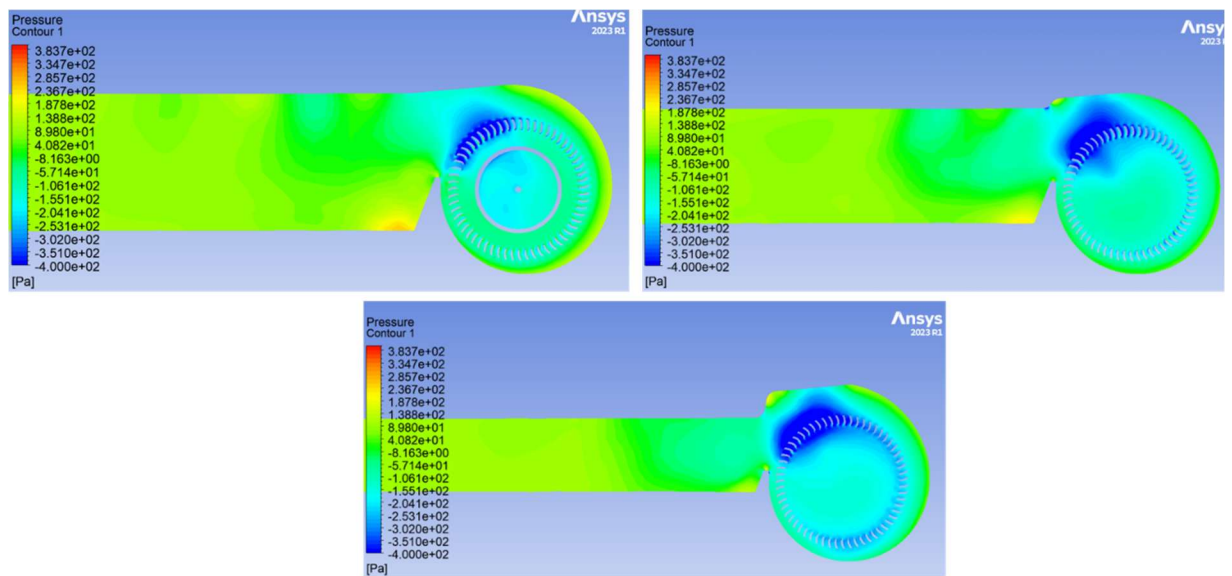


Figura 5.98: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 695.1 \text{ m}^3/\text{h}$

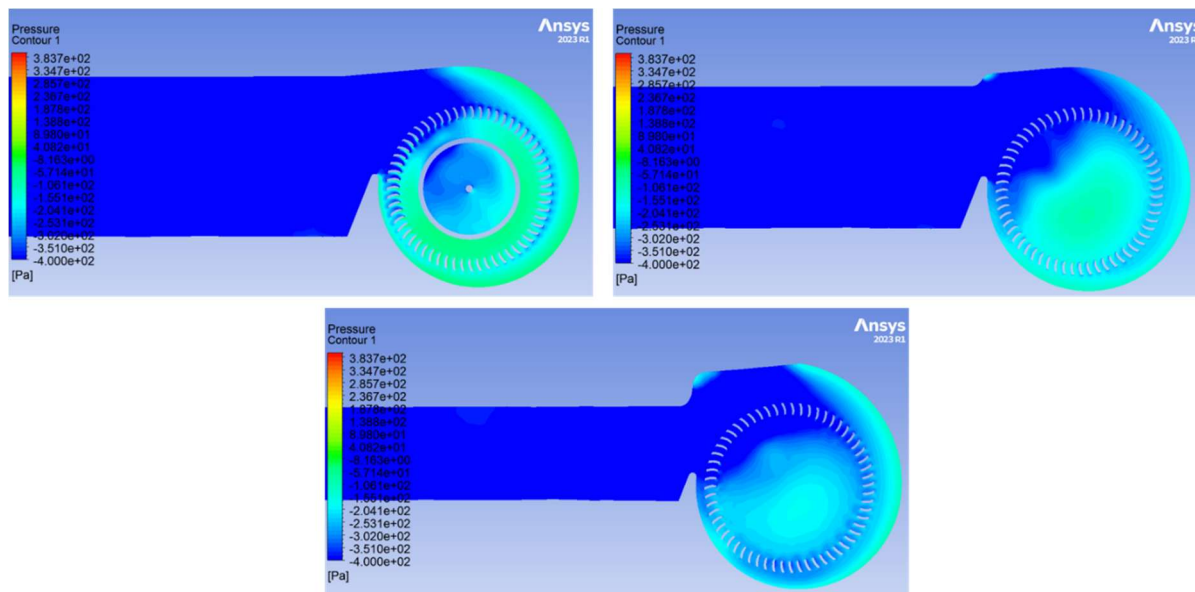


Figura 5.99: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 868.6 \text{ m}^3/\text{h}$

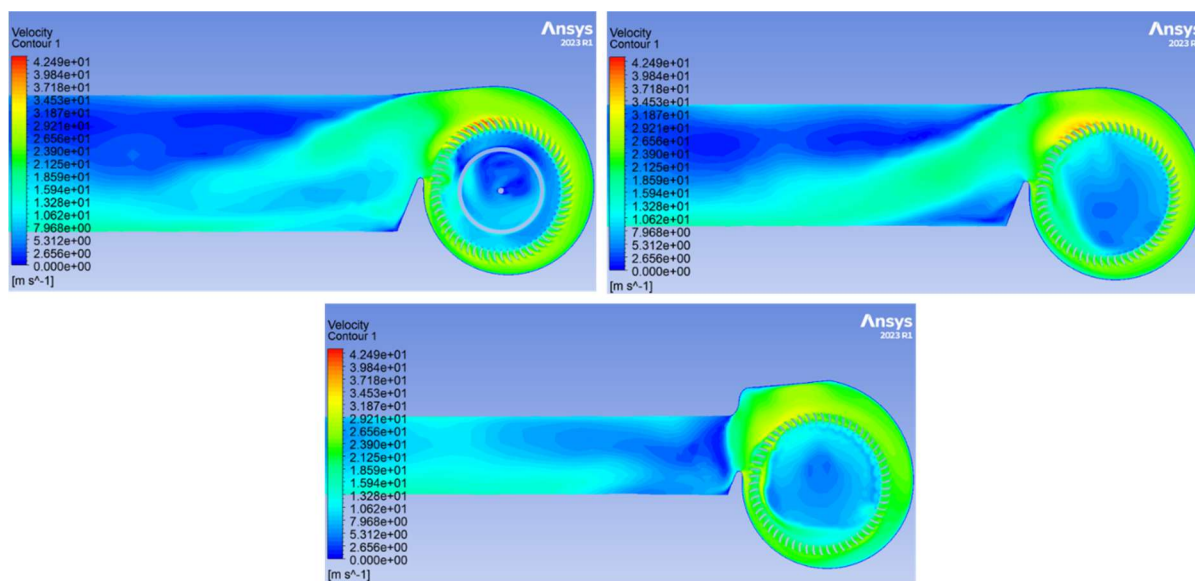


Figura 5.100: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

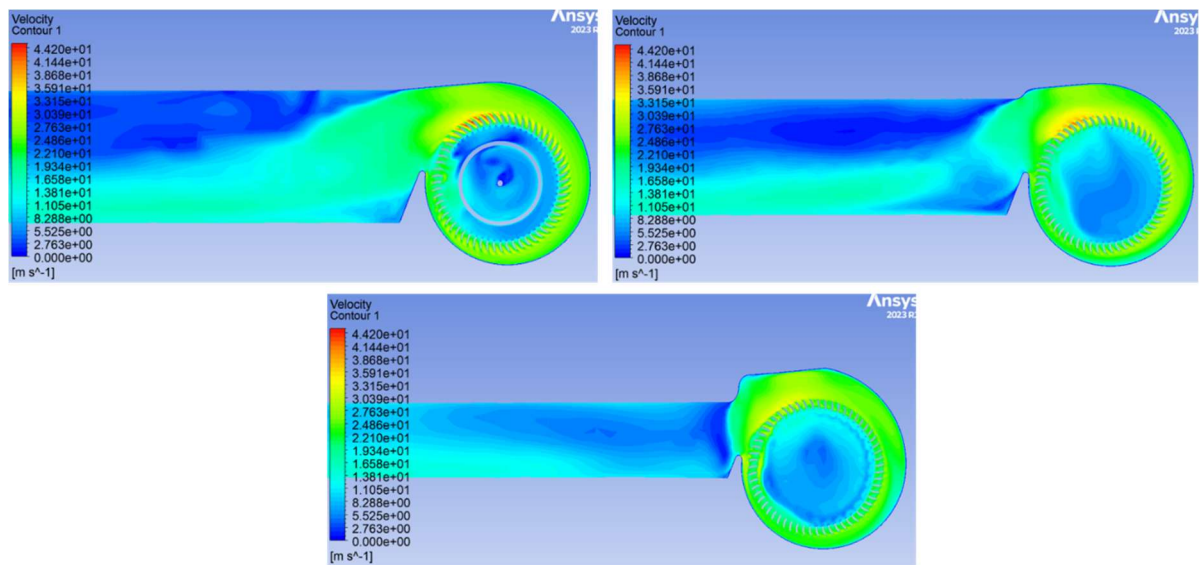


Figura 5.101: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 420.7 \text{ m}^3/\text{h}$

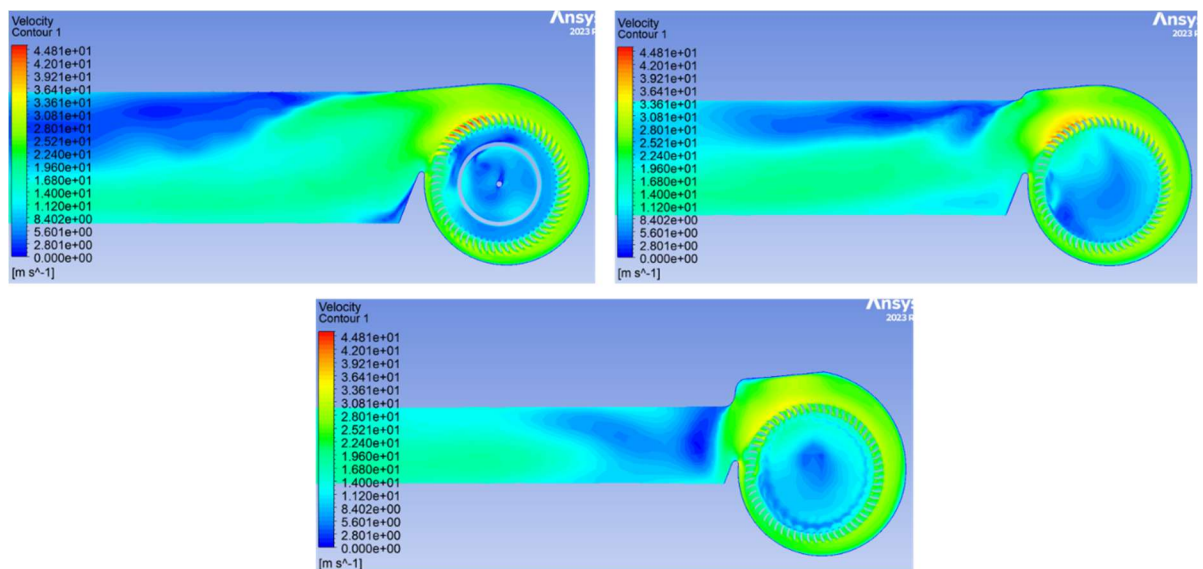


Figura 5.102: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 537.3 \text{ m}^3/\text{h}$

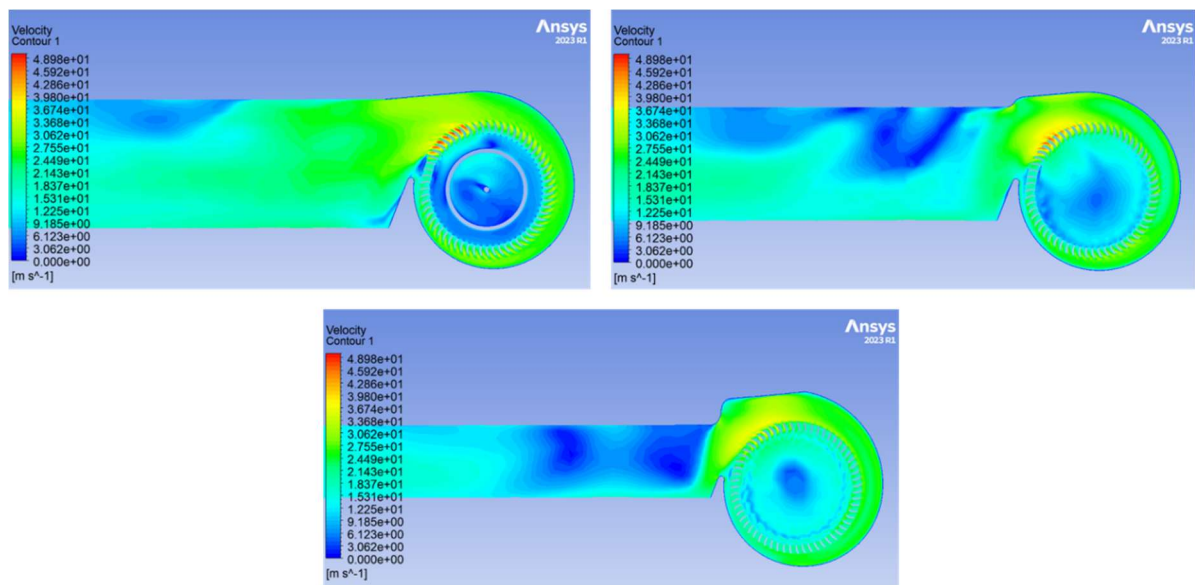


Figura 5.103: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 695.1 \text{ m}^3/\text{h}$

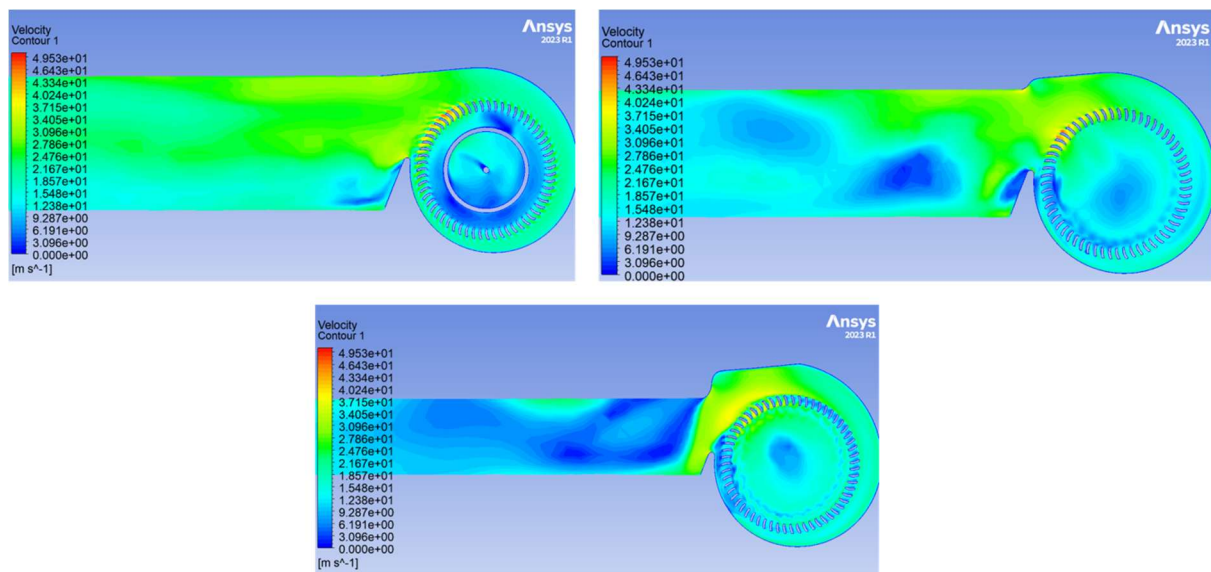


Figura 5.104: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 868.6 \text{ m}^3/\text{h}$

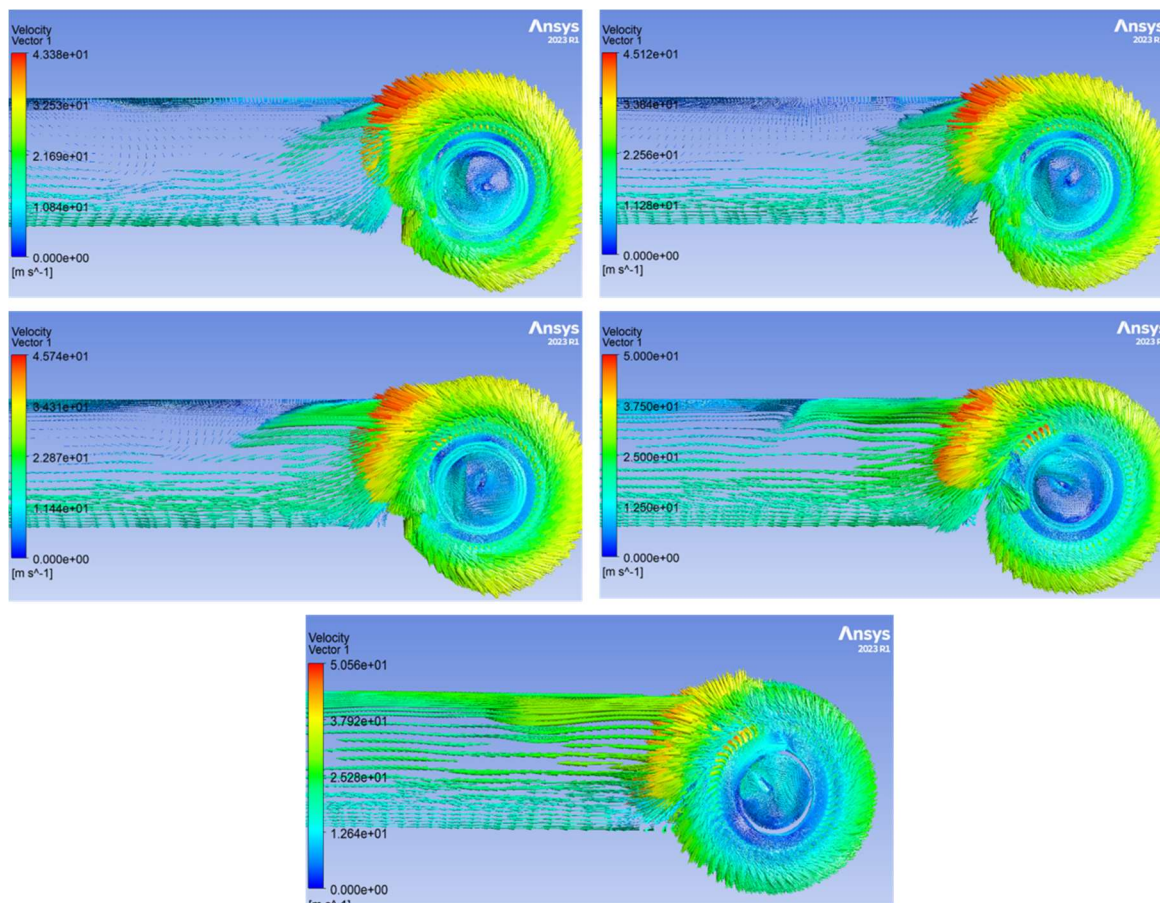


Figura 5.105: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF3

Osservando i campi di moto per le condizioni di funzionamento simulate e le rispettive sezioni, emerge che il ventilatore centrifugo con il prototipo VF3 si comporta in modo simile a quello con la girante di prova e con la girante VF2. In particolare, nelle condizioni di funzionamento in cui la portata è massima e nelle sezioni più centrali, la girante interagisce bene con il setto presente in mandata. Infatti, osservando la figura 5.98, si nota come il flusso risulti ben guidato all'uscita della mandata, con una limitata regione di flusso perturbato presente nella parte inferiore del setto. Per quanto riguarda le sezioni più esterne, si ritrova lo stesso comportamento perturbato dei casi precedenti, ma con minore intensità.

L'unico limite di questa soluzione consiste nella ridotta capacità di generare pressione statica, soprattutto se confrontata con i risultati raggiunti dalla girante VF2 e quella di produzione.

L'analisi dei dati ha evidenziato come tale soluzione risulta, allo stato attuale, la soluzione migliore tra quelle progettate variando gli angoli di ingresso e di uscita delle pale. Infatti, essa consente di raggiungere il miglior compromesso tra portata generata, pressione statica, e rendimento. Inoltre, rispetto alle configurazioni precedenti,

garantisce una riduzione delle regioni turbolente presenti nelle zone più esterne del convogliatore.

5.5.6 La modifica del numero di pale

In seguito alle prove e alle simulazioni svolte modificando gli angoli di ingresso e di uscita delle pale, è emerso come la variazione degli angoli β_1 e β_2 risulti difficile da ottimizzare. Questo perché è molto complesso determinare una configurazione tale da soddisfare gli obiettivi prefissati. Si è deciso, quindi, di considerare un'ulteriore modifica progettuale, ovvero la variazione del numero di pale.

La modifica di tale parametro può essere determinante in quanto, come per la modifica degli angoli e il raggio di curvatura, può influenzare il trasferimento di energia al fluido, la ripartizione tra energia cinetica e di pressione statica, e il valore di portata in mandata del convogliatore. In particolare, la variazione del numero di pale incide sul fattore di slittamento, o *slip-factor*, che aumenta col diminuire delle pale, riducendo la componente tangenziale di velocità in uscita.

Gli obiettivi che si intendono raggiungere con questa modifica sono:

- comprendere se il numero di pale considerato precedentemente fosse eccessivo, portando a condizioni in cui la portata risultasse limitata;
- migliorare le condizioni di funzionamento del convogliatore ETB 140, ottenendo un miglior compromesso tra portata, pressione statica e rendimento fluidodinamico.

Sapendo che per giranti a pale con curvatura in avanti il numero di pale tipicamente adottato è compreso nell'intervallo tra 21 e 60, si è deciso di diminuire il numero di pale a 51. La scelta deriva dal fatto che non ci si vuole discostare eccessivamente dalle soluzioni analizzate precedentemente. Inoltre, un numero di pale inferiore, comporterebbe un aumento di portata in uscita del sistema, ma anche la formazione di regioni estremamente turbolente, con conseguente abbassamento del rendimento fluidodinamico.

5.5.7 La quarta girante: VF4 80-125 con 51 pale

L'applicazione di questa nuova modifica è stata effettuata a partire dalla soluzione precedentemente analizzata, ovvero variando il numero di pale della VF3 80-125, variandone solo il numero di pale.

Si è scelto di riprogettare tale girante per via dei migliori risultati riscontrati nelle analisi precedenti rispetto alle altre varianti. È stata così realizzata una nuova configurazione, denominata VF4 80-125-51 (in seguito indicata solo come VF4).

Di seguito, viene illustrato il procedimento di calcolo effettuato per determinare le caratteristiche della girante con la modifica del numero di pale e il prototipo realizzato (Figure 5.106 – 5.108):

INPUT				
Velocità angolare	RPM		2800 rad/s	293.2153
Numero di pale	z		51	
Altezza pale	b2 [m]		0.063	
Spessore pala	s [m]		0.002	
Delta Pressione	[Pa]		550	
Prevalenza	H [m]		45.76754	
Diametro interno minimo	D1 [m]		0.125	
Diametro esterno minimo	D2 [m]		0.15	
Beta1	°		80	1.396263 rad
Beta2	°		125	2.181662 rad

Figura 5.106: Dati in ingresso considerati per la girante VF4

OUTPUT				
Portata (stima teorica)	Q [m ³ /h]	2061.67 m ³ /s	0.572686	
Area interna	A1 [m ²]	0.02474		
Area esterna	A2 [m ²]	0.029688		
Modulo velocità ingresso	V1 [m/s]	23.14815		
Componente tang. Ingresso	U1 [m/s]	18.32596		
Velocità relativa ingresso	Vr1 [m/s]	23.50525		
Componente tang. Uscita	U2 [m/s]	21.99115		
Componente radiale uscita	Vf2 [m/s]	19.29012		
Componente tang. Uscita Pale avanti	Vw2 [m/s]	1.191863		
Velocità relativa uscita	Vr2 [m/s]	-33.6313		
Modulo velocità di uscita	V2 [m/s]	40.18302		

Figura 5.107: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF4

METODO DELL'ARCO SINGOLO					
Dext	D2	0,15000 m	R2	75 mm	
Dint	D1	0,125 m	R1	62,5 mm	
Angolo ingresso pala	Beta1	80°	1,396263 radianti		
Angolo uscita pala	Beta2	125°	2,181662 radianti		
Determino il raggio di curvatura rho (tratto EA)					
rho	-15,4644 mm		15,4644		

Figura 5.108: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF3

Confrontando tale girante con le precedenti, si osserva che le componenti di velocità relative ai triangoli di ingresso e di uscita coincidono con quelle della girante VF3. Tale risultato è dovuto al fatto che la variazione del numero di pale non altera direttamente le componenti di velocità del flusso in ingresso e in uscita delle pale, ma influisce particolarmente sul fattore di slittamento. Di conseguenza, tale effetto modifica l'effettivo trasferimento dell'energia al fluido in rotazione.

Successivamente, è stato realizzato il prototipo (Figura 5.109); ed è stata effettuata la prova al banco, i cui risultati sono riportati in seguito (Figure 5.110 – 5.113):

Q [m ³ /h]	P _{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA [m]
13.7	476	476	2818.17	3.29	39.61
153.7	428	425	2819.74	26.34	35.37
295.1	443	429	2822.63	35.92	35.70
350.3	443	424	2820.81	37.07	35.28
393.2	446	423	2818.84	37.68	35.20
427.5	449	422	2821.58	37.88	35.12
455.1	451	420	2820.33	37.76	34.95
504.2	450	411	2819.22	36.76	34.20
528.3	447	405	2820.58	36.35	33.70
560.4	443	396	2817.76	35.49	32.95
578.6	430	380	2785.17	34.86	31.62
626.3	381	322	2665.14	32.08	26.79
694.1	298	226	2486.45	25.3	18.81
788.5	197	104	2261.36	13.34	8.65
805.9	178	81	2220.52	10.67	6.74
864.9	111	0	2093.04	0	0.00

Tabella 5.10: Risultati della prova sperimentale per la girante VF4

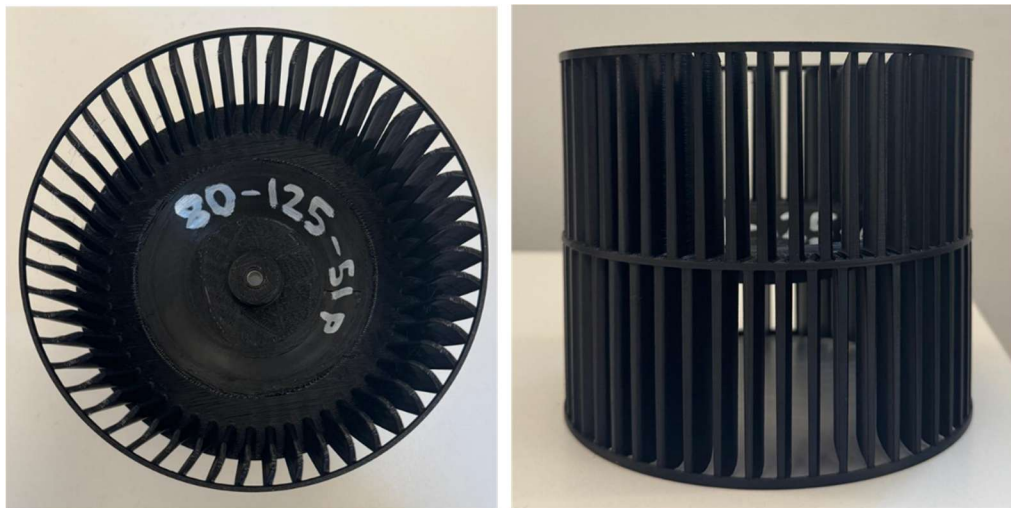


Figura 5.109: Girante VF4

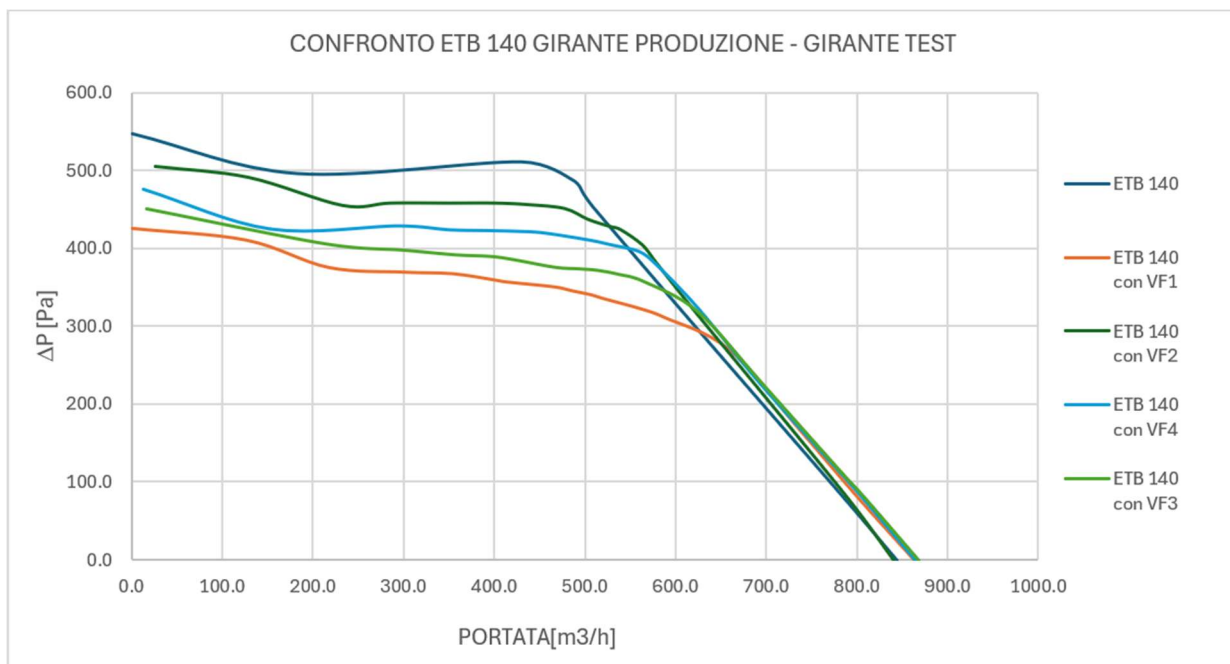


Figura 5.110: Curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

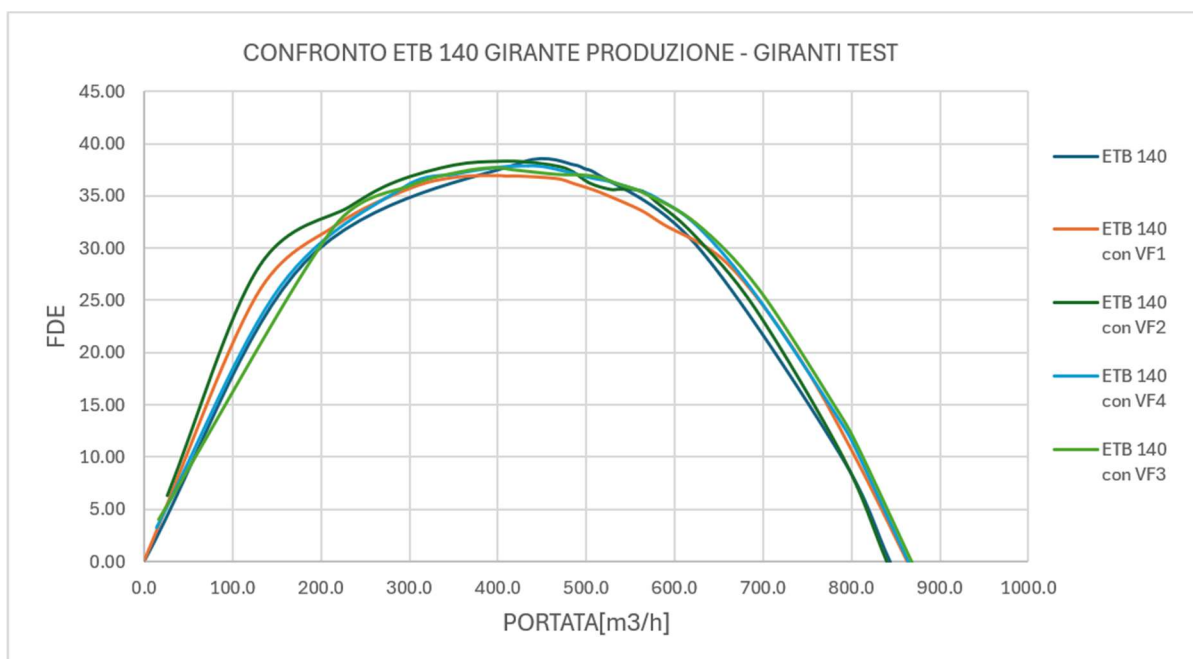


Figura 5.111: Curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

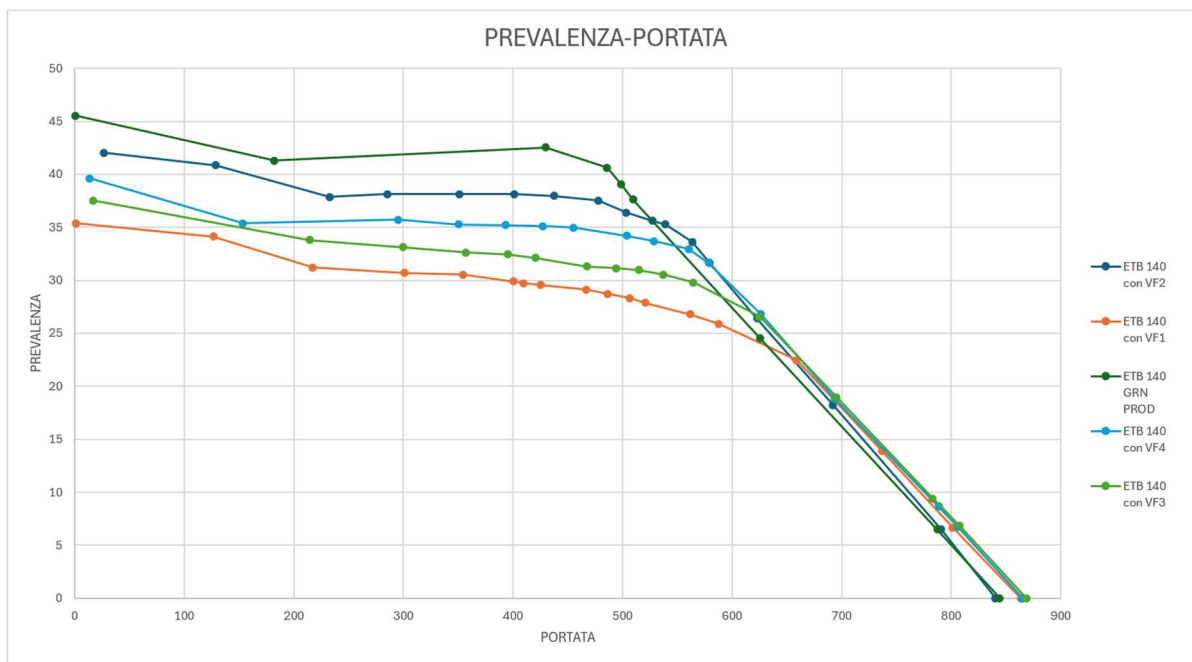


Figura 5.112: Curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

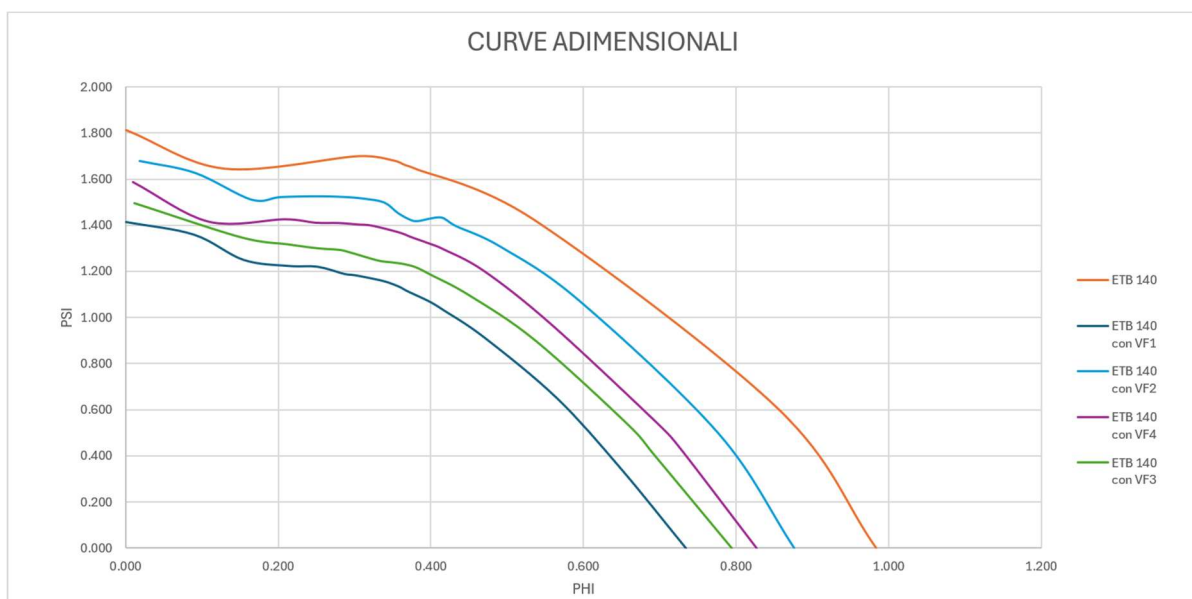


Figura 5.113: Curve adimensionali per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

I dati sperimentali ottenuti mostrano che il valore di portata massima raggiunto è pari a $864.9 \text{ m}^3/\text{h}$, leggermente inferiore rispetto alla configurazione VF3. Al contrario, i valori relativi alla pressione statica massima, alla prevalenza e all'efficienza

fluidodinamica, corrispondono a 476 Pa, 39.61 m e 37.88 %, ottenuto per un valore di portata corrispondente a $427.5 \text{ m}^3/\text{h}$.

Tali valori risultano essere i migliori registrati rispetto a tutte le soluzioni testate in precedenza. Inoltre, a livello di portata e pressione statica registrata per le varie condizioni di funzionamento, risulta essere in linea con la girante VF3 per un intervallo di portata compreso tra i 625 e i $900 \text{ m}^3/\text{h}$. Mentre, nell'intervallo tra i 625 e $0 \text{ m}^3/\text{h}$, risulta inferiore solo alla girante VF2 e a quella di produzione.

In seguito, è stata eseguita una simulazione CFD per poter osservare il comportamento del flusso considerando il sistema ETB 140 con la soluzione VF4 (Figure 5.114 - 5.124). Per quanto riguarda l'errore relativo registrato, esso è pari al 2.7%, valore inferiore rispetto ad altre simulazioni effettuate in precedenza.

Q [m^3/h]	ΔP [Pa]	ΔP SIMULAZIONE	SCARTO PERCENTUALE	
295.1	429	434	1.17	
427.5	422	440	4.27	ERRORE
528.3	405	405	0.00	2.72
694.1	226	190	15.93	
864.9	0	-300	30000000.00	

Tabella 5.11: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF4

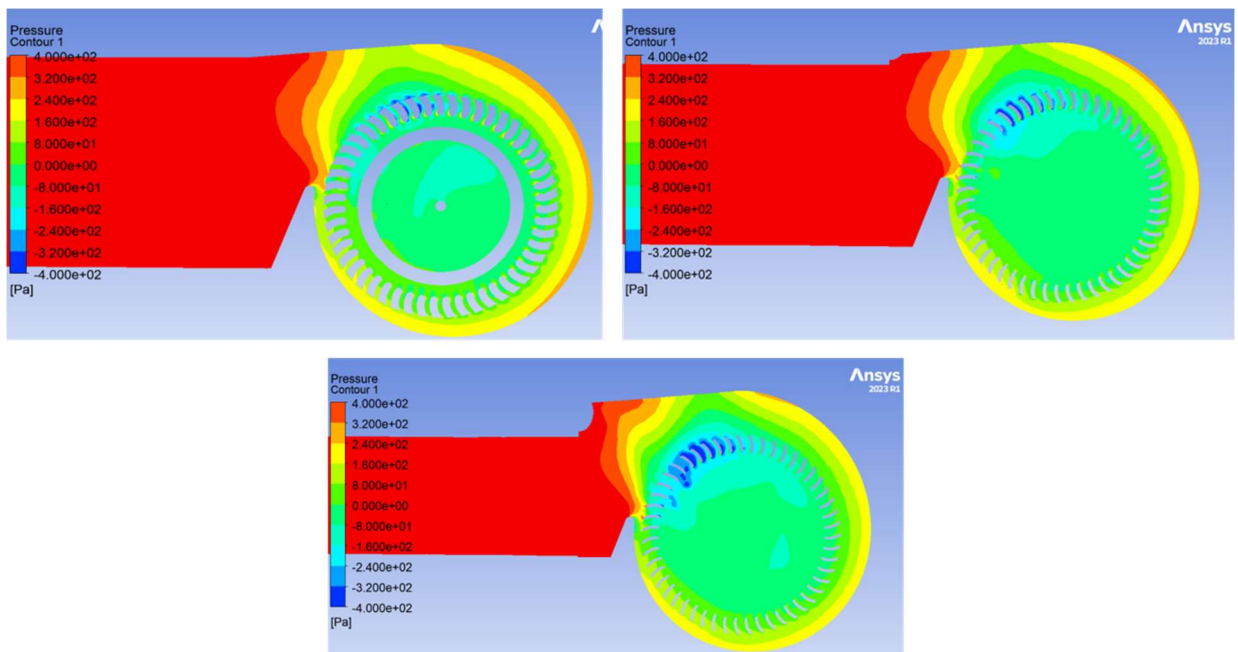


Figura 5.114: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 295.1 \text{ m}^3/\text{h}$

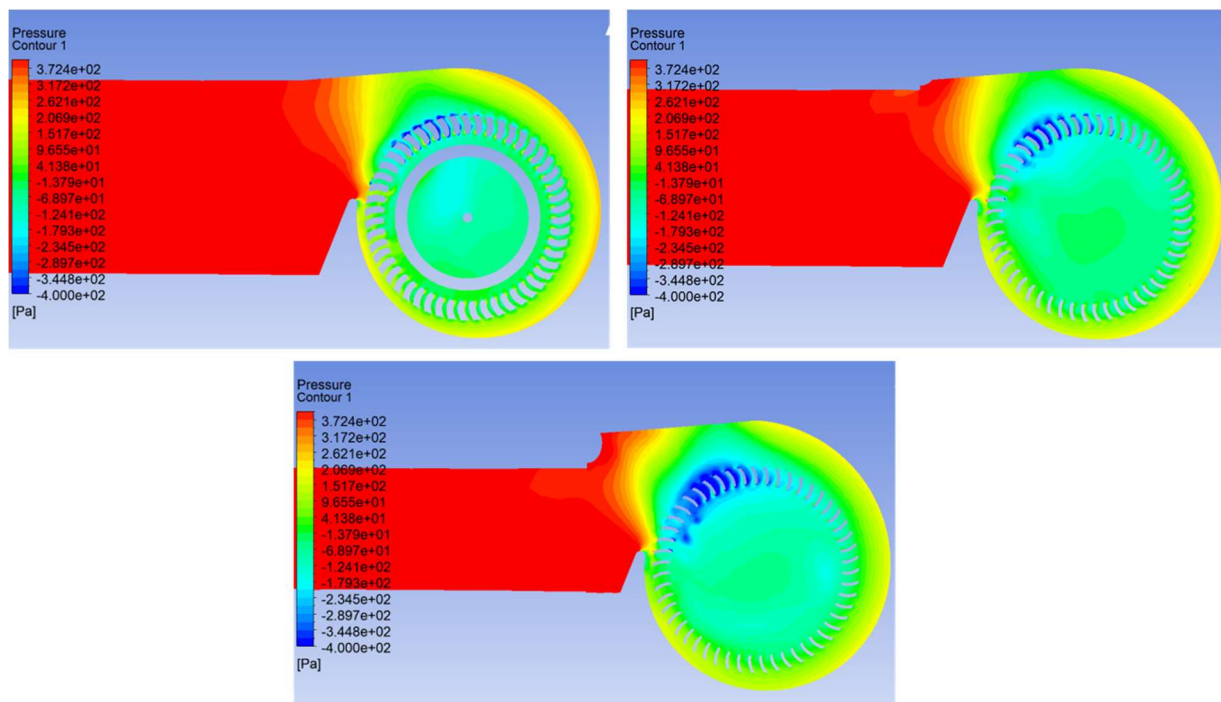


Figura 5.115: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 427.5 \text{ m}^3/\text{h}$

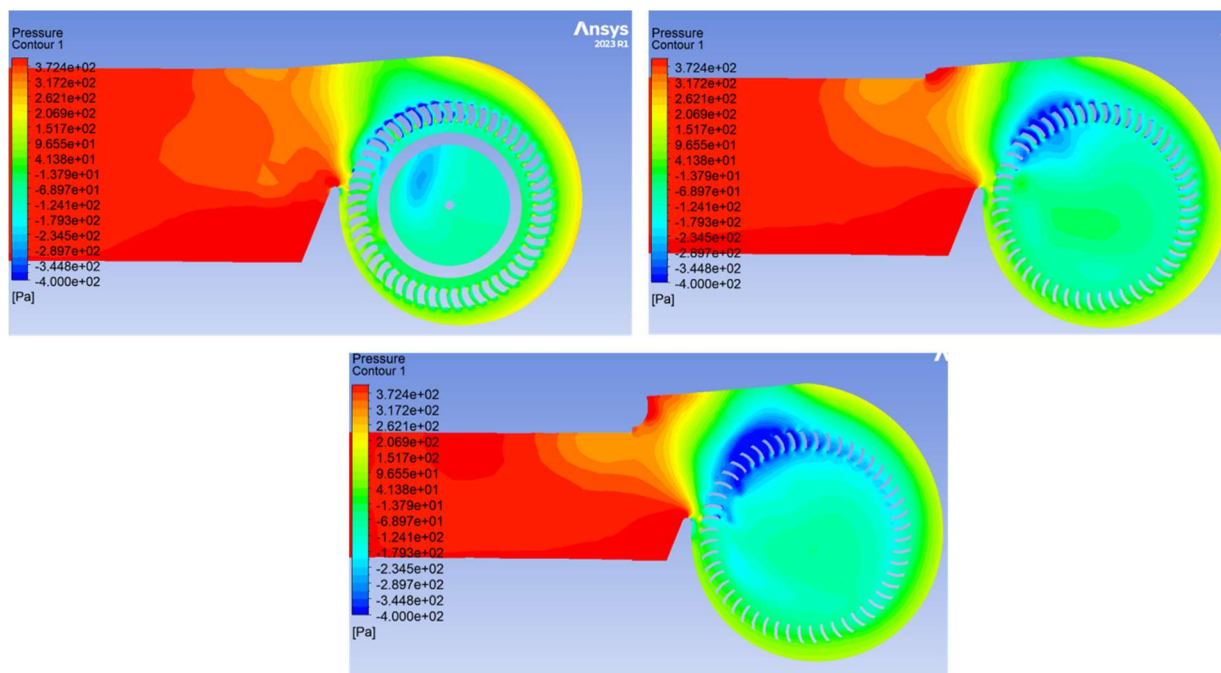


Figura 5.116: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 528.3 \text{ m}^3/\text{h}$

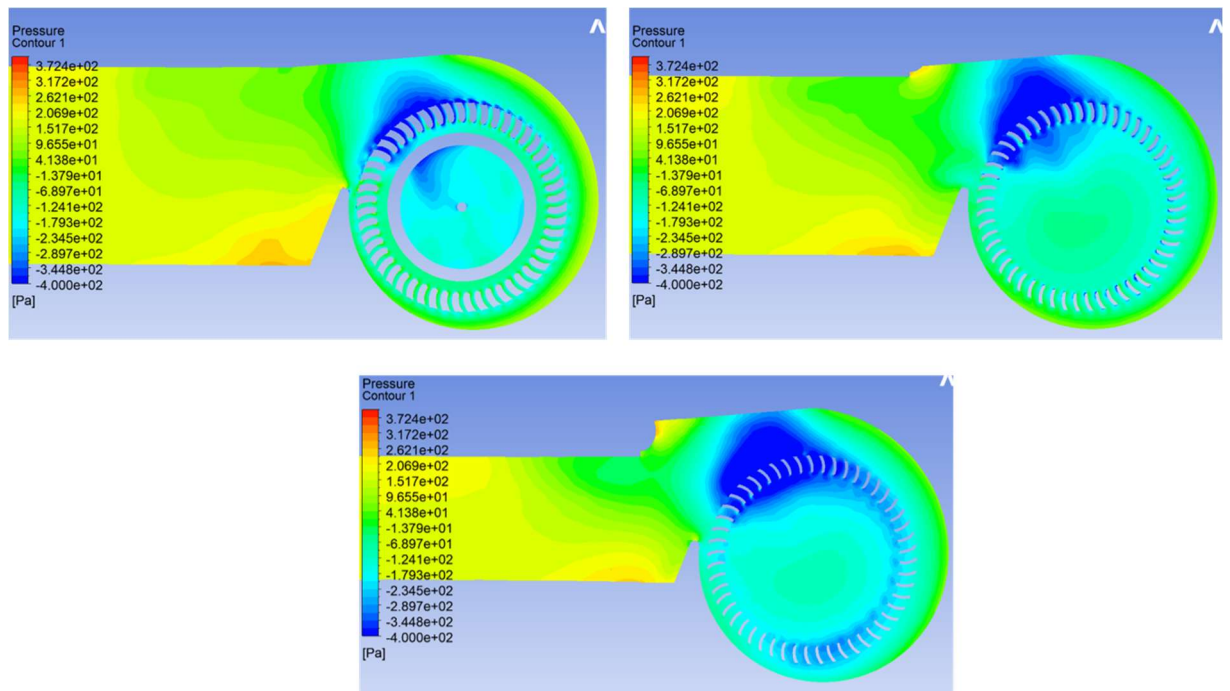


Figura 5.117: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 694.1 \text{ m}^3/\text{h}$

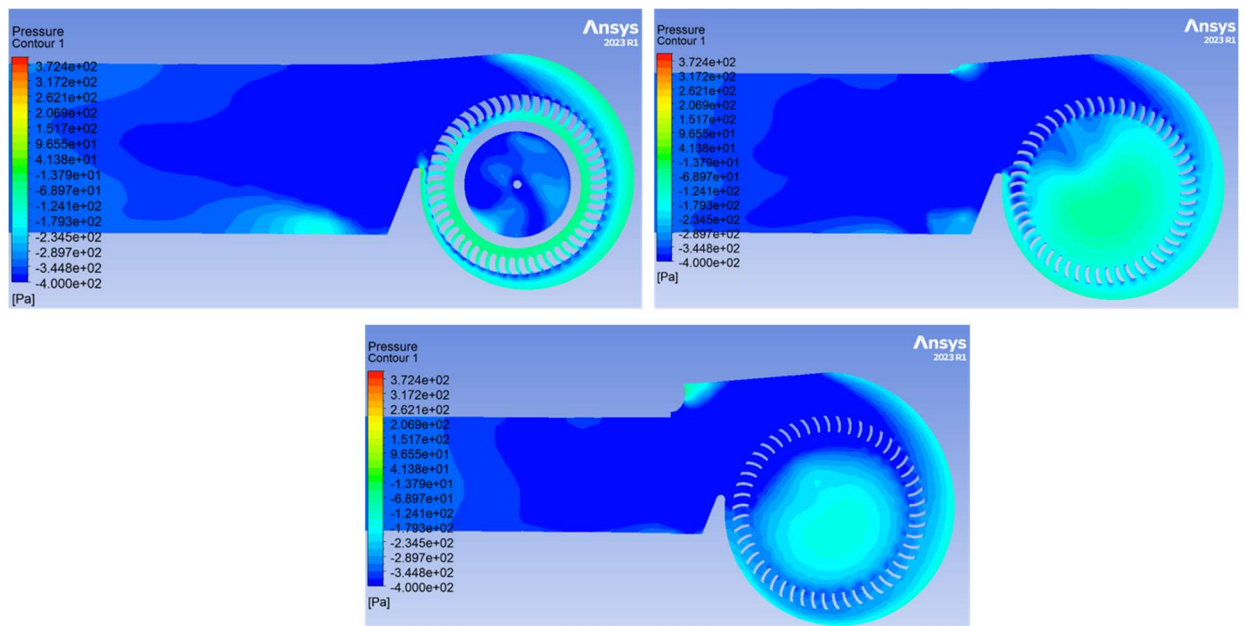


Figura 5.118: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 864.9 \text{ m}^3/\text{h}$

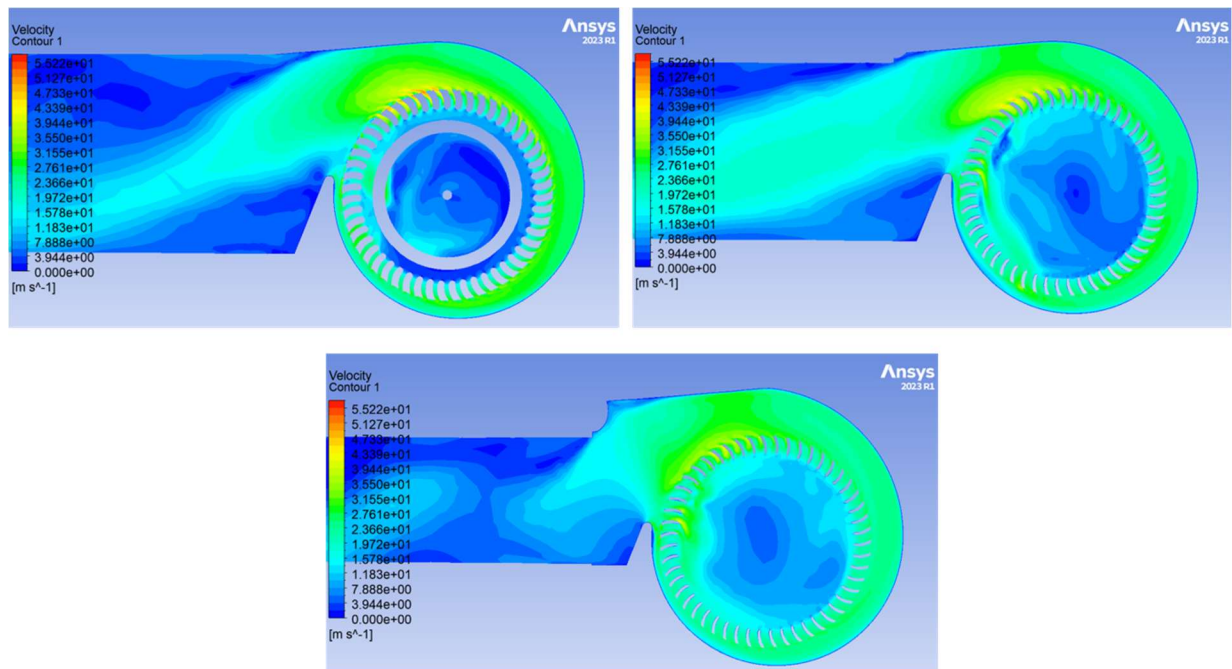


Figura 5.119: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 295.1 \text{ m}^3/\text{h}$

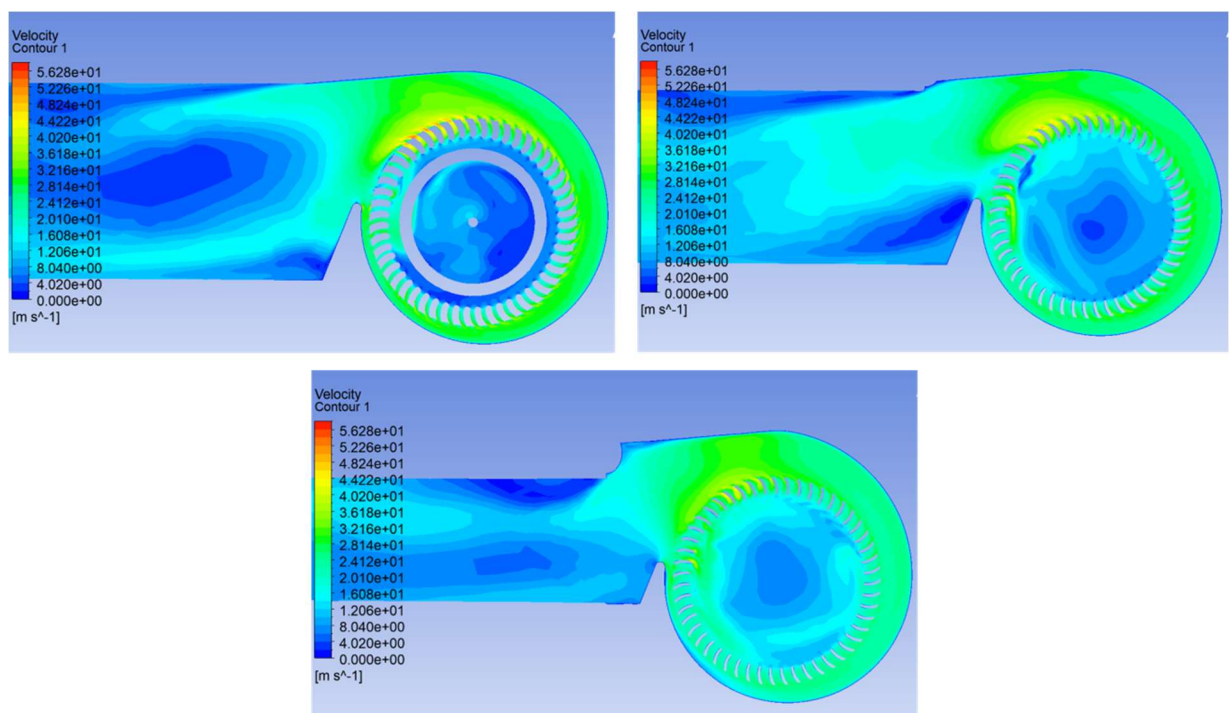


Figura 5.120: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 427.5 \text{ m}^3/\text{h}$

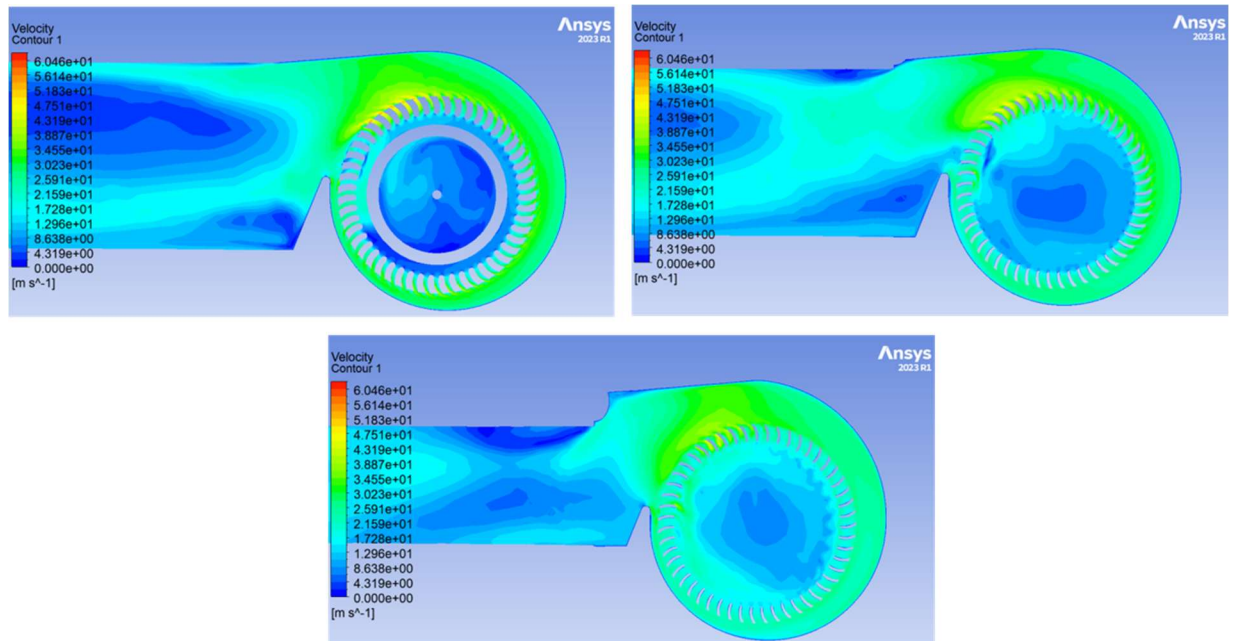


Figura 5.121: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 528.3 \text{ m}^3/\text{h}$

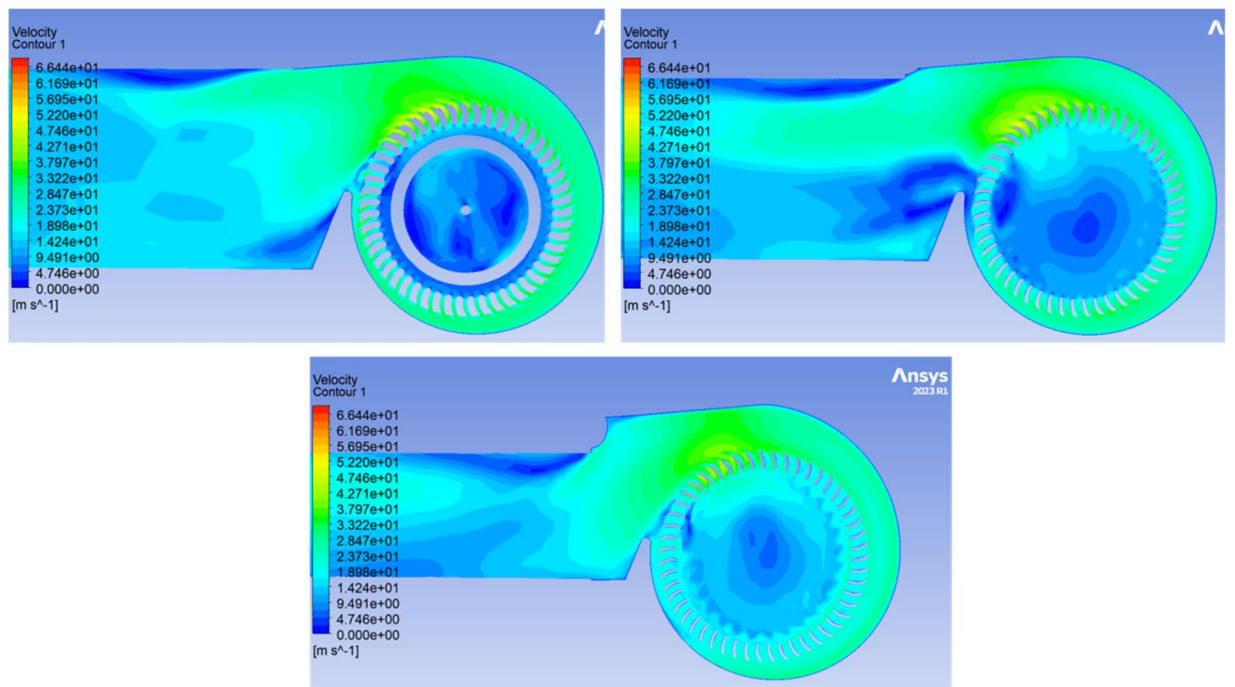


Figura 5.122: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 694.1 \text{ m}^3/\text{h}$

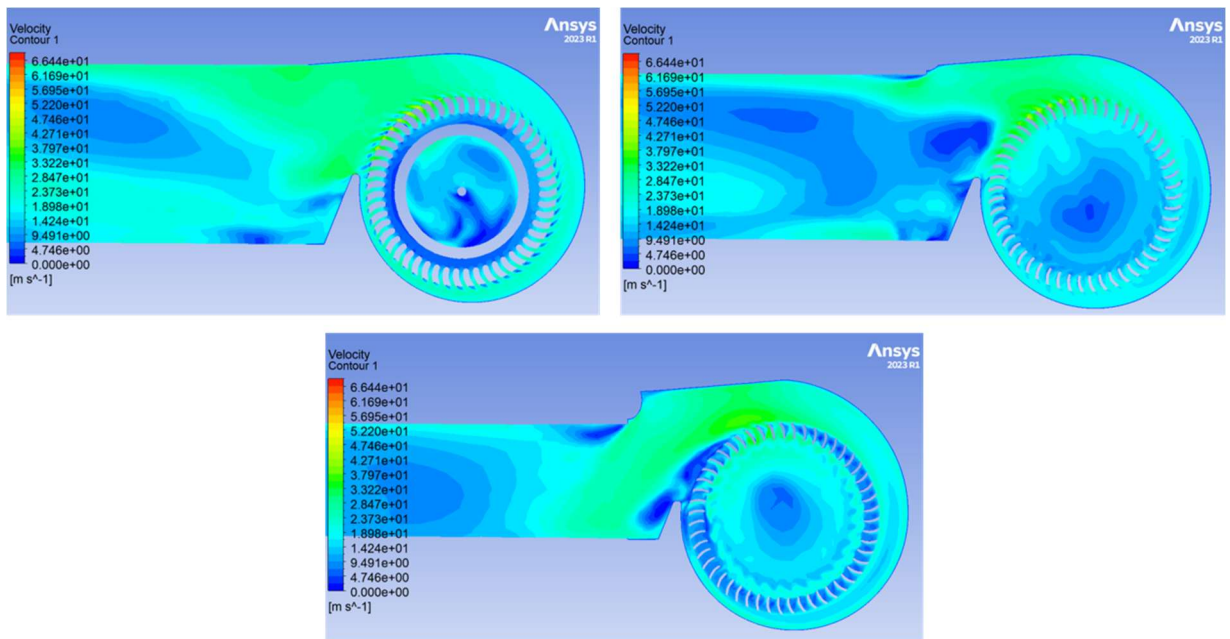


Figura 5.123: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 864.9 \text{ m}^3/\text{h}$

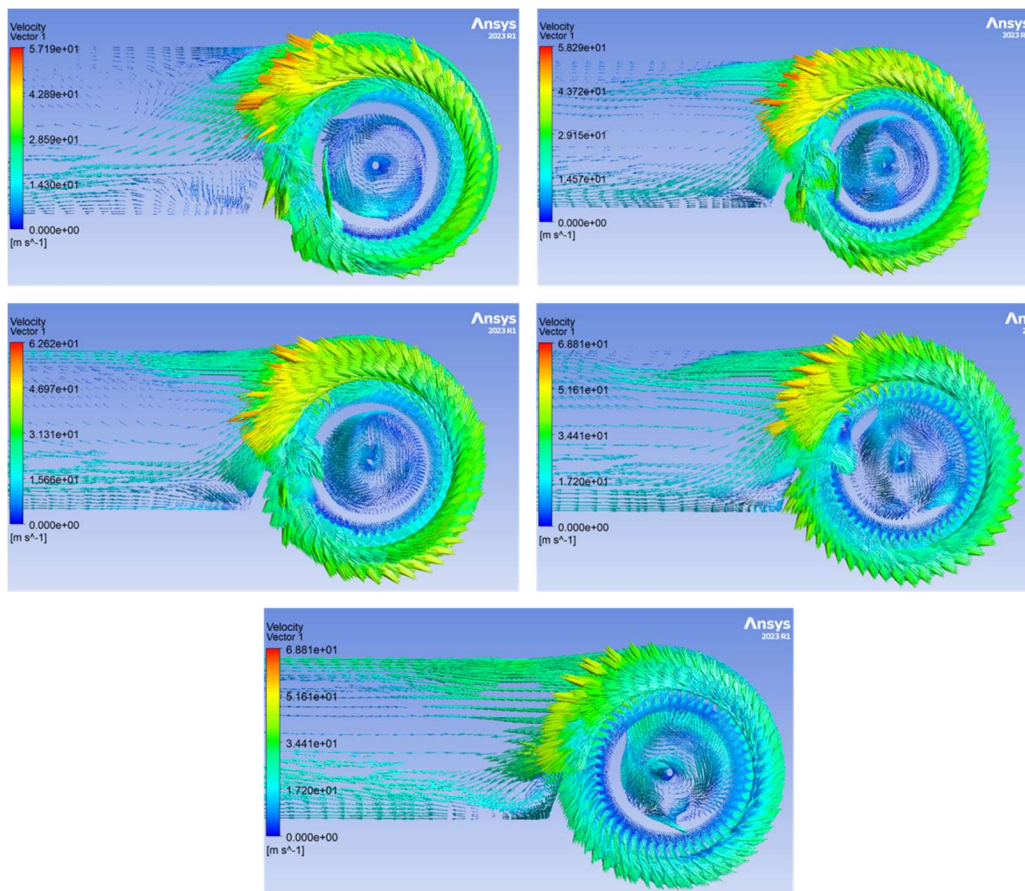


Figura 5.124: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF4

Osservando i campi di moto per le condizioni di funzionamento simulate e le rispettive sezioni, emerge che il ventilatore centrifugo con il prototipo VF4 si comporta in modo simile all'ETB 140 con la girante VF3. In particolare, nelle condizioni di funzionamento a portata massima e nelle sezioni più centrali, la girante presenta una interazione simile alla girante precedente, soprattutto analizzando il punto di ristagno che si osserva sul setto.

Se si considerano le scene di pressione e di velocità, soprattutto per i valori di portata superiori ai $400 \text{ m}^3/\text{h}$, si nota che le pale situate nella zona di massimo trasferimento di energia al fluido, ovvero quelle in prossimità del setto, presentano picchi di velocità superiori rispetto a quelli osservati nella nuova configurazione.

Inoltre, osservando l'andamento del flusso in mandata con le scene vettoriali, si verifica un minore indirizzamento del flusso in mandata, segno di una interazione col setto inferiore rispetto al caso precedente.

Questi fenomeni si verificano per il maggiore spazio tra le pale generato per la riduzione del loro numero. Essendo presenti meno pale, la nuova girante riduce gli effetti di blocco del passaggio e le perdite per attrito. Tuttavia, essa presenta anche una minore capacità di guidare il flusso in mandata e maggiore effetto di slittamento.

In conclusione, nonostante queste condizioni, la soluzione VF4 si è dimostrata il miglior compromesso tra tutte le configurazioni analizzate, almeno per quanto riguarda le modifiche apportate alla sola girante del ventilatore centrifugo ETB 140 di partenza.

5.6 Lo studio svolto sul setto

Successivamente all'attività di ottimizzazione della girante del sistema ETB 140, è stato condotto uno studio relativo alla modifica della coclea. L'attenzione è stata rivolta al setto, denominato anche *Cut-off* (Figura 5.125), elemento presente nella flangia di mandata dei convogliatori centrifughi. La scelta di intervenire su tale elemento deriva dalla notevole influenza sul corretto funzionamento del sistema e sulla gestione del flusso all'interno di essa. In particolare:

- Ottimizza il flusso d'aria e migliora l'efficienza del ventilatore;
- Riduce le turbolenze in uscita, garantendo così maggiore recupero di pressione;
- Canalizza il flusso in uscita dalla girante per ottenere un profilo di velocità uniforme;
- Riduce il rumore e le vibrazioni.



Figura 5.125: Setto (o Cut-off), presente nel convogliatore ETB 140

Oltre a tali funzioni, il setto viene utilizzato per gestire l'energia con cui il fluido esce dalla girante. In particolare, contribuisce alla separazione tra il flusso in aspirazione e quello in mandata, influenzando la pressione, la portata e le turbolenze.

I vantaggi che si possono ottenere sono generalmente un aumento della pressione statica, una maggiore efficienza fluidodinamica e una migliore stabilità del flusso. Al contrario, un suo inutilizzo può comportare l'aumento della rumorosità e il distacco della vena fluida.

La progettazione del setto viene definita in funzione del diametro esterno della girante, della portata richiesta e dal campo di lavoro. I principali parametri considerati per la progettazione sono:

- **Distanza girante-setto:** in generale, la distanza varia tra il 2% al 10% del diametro; se la distanza fosse molto bassa, si potrebbero verificare aumenti di rumore e vibrazioni, ma anche maggiore rendimento e pressione statica. Se la distanza è eccessiva, gli effetti sono opposti;
- **Angolo di Cut-off:** la variazione dell'angolo è compresa tra i 20° e i 60°. Quello che si vuole ottenere è un angolo che determini un setto in tangenza con il flusso medio. Se fosse troppo perpendicolare, si potrebbero verificare aumenti di rumore e vibrazioni, oltre a diminuzioni di portata e maggiori regioni di flusso turbolente;
- **Forma della punta:** in generale, una forma più arrotondata (con un raggio maggiore), comporta meno pressione ma meno rumore e vibrazioni. Al contrario, una forma più spigolosa determina gli effetti opposti;
- **Altezza del setto:** il setto viene dimensionato con una altezza che varia tra il 20% e il 30% del diametro esterno. Se fosse troppo alto, potrebbe aumentare gli effetti di ostruzione del flusso, se troppo basso non guiderebbe correttamente il flusso in uscita dal convogliatore.

La corretta definizione di questi parametri è fondamentale per garantire il corretto funzionamento del cut-off all'intero del sistema. Questo perché tale elemento, influenza notevolmente la curva $Q-\Delta P$ e la prevalenza H .

Nel caso di un cut-off particolarmente aggressivo, caratterizzato da un raggio molto piccolo ed un angolo elevato, si potrebbe ottenere un incremento del picco nella curva $Q-\Delta P$ e della prevalenza. Tuttavia, si otterrebbero anche maggiori instabilità del flusso e grandi regioni perturbate, oltre a rumore e vibrazioni.

Al fine di dimensionare correttamente il nuovo setto, è stata eseguita una prova al banco ed è stata realizzata una simulazione CFD, tali da osservare il comportamento del convogliatore di produzione senza di esso.

I risultati ottenuti sono stati valutati con il sistema ETB 140 standard, in modo tale da scegliere i parametri idonei al raggiungimento degli obiettivi prefissati.

5.6.1 ETB 140 senza setto

Il modello del sistema ETB 140 privo di setto è stato realizzato partendo dal modello CAD della soluzione standard, rimuovendo il cut-off e sostituendolo con una superficie piana in corrispondenza della mandata del convogliatore (Figura 5.126):

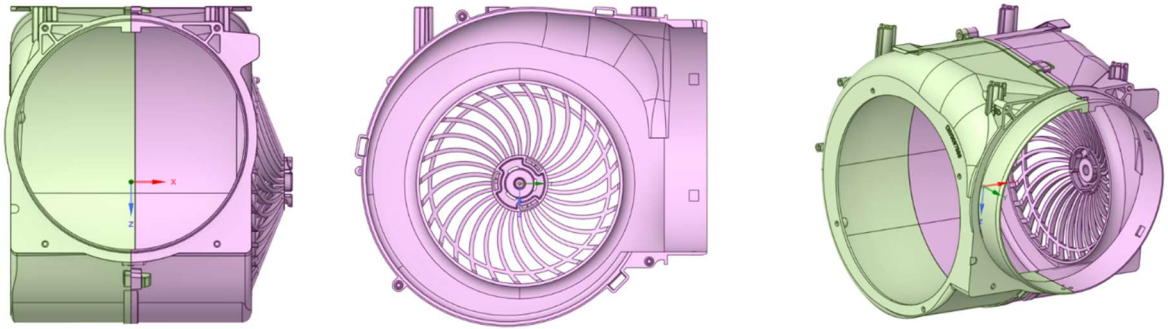


Figura 5.126: Modello 3D dell'ETB 140 senza setto

Successivamente, è stato realizzato il prototipo fisico mediante stampa 3D (Figura 5.127), in modo da eseguire le prove sperimentali. Il materiale utilizzato è lo stesso considerato per le giranti, ovvero il PLA (Polylactic Acid), scelto per la buona stampabilità, i costi contenuti e una buona rigidità meccanica.



Figura 5.127: Stampa 3D dell'ETB 140 senza setto

In seguito, il prototipo è stato analizzato tramite un test al banco di portata, che ha restituito seguenti risultati (Figure 5.128-5.131):

Q [m ³ /h]	P _{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA
9.6	581	581	2822.28	1.9	48.35
169.7	489	485	2822.53	23.81	40.36
343.3	482	464	2821.56	31.72	38.61
392.9	480	457	2820.17	32.01	38.03
430.7	479	451	2821.88	32	37.53
472.4	454	421	2751.7	31.71	35.03
490.3	436	400	2701.18	31.33	33.29
504.1	420	381	2658.11	30.73	31.70
515.3	406	367	2622.54	30.45	30.54
526.2	394	352	2588.69	29.97	29.29
544.9	376	332	2541.28	29.32	27.63
595.2	328	276	2410.37	26.72	22.97
668.8	250	182	2211.14	19.98	15.14
734.3	149	68	2034.88	8.28	5.66
803	96	0	1935.02	0	0.00

Tabella 5.12: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 senza setto

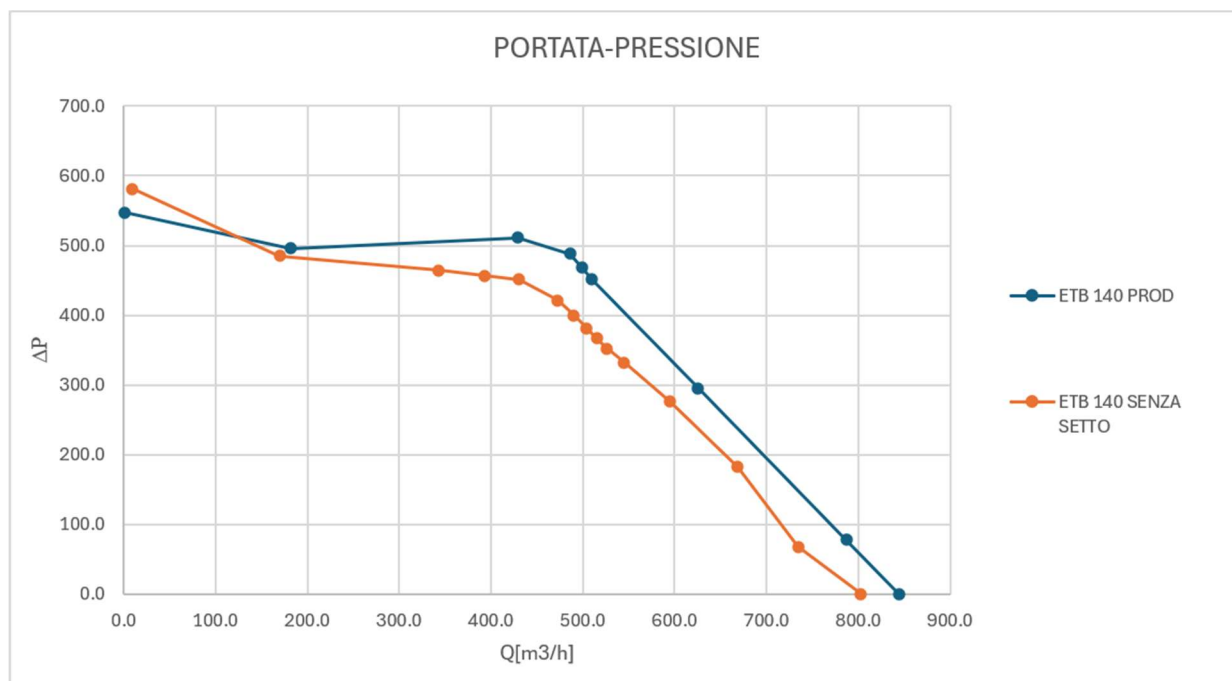


Figura 5.128: Confronto curve Portata- Pressione statica per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

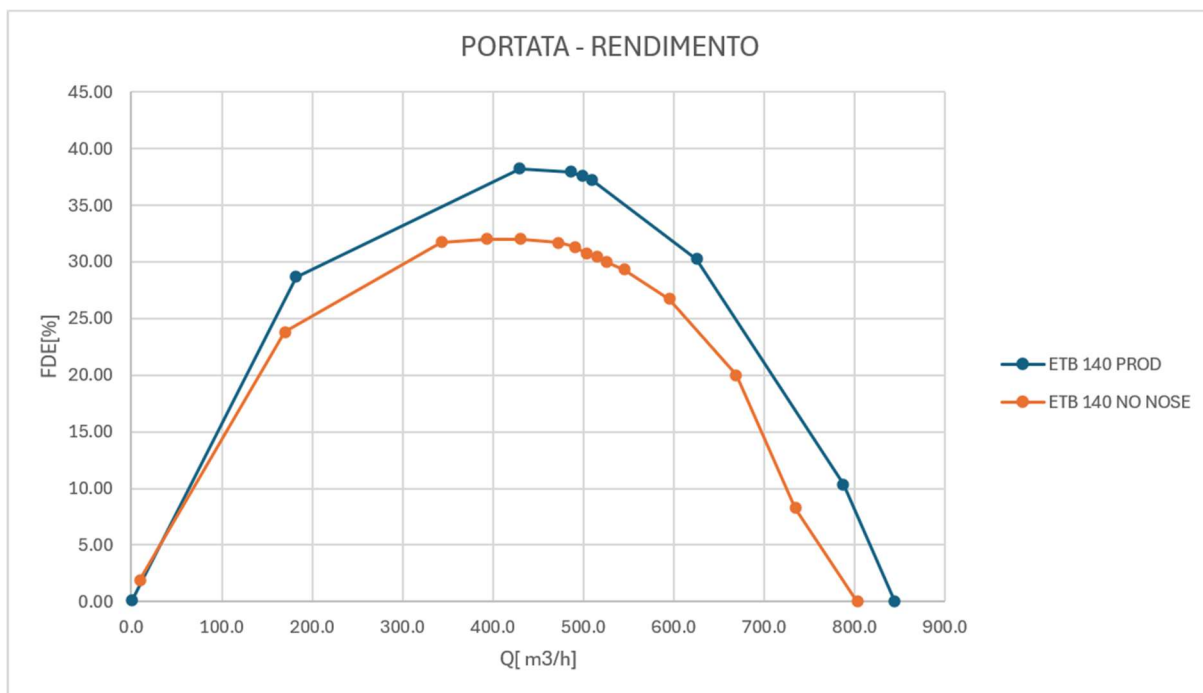


Figura 5.129: Confronto curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

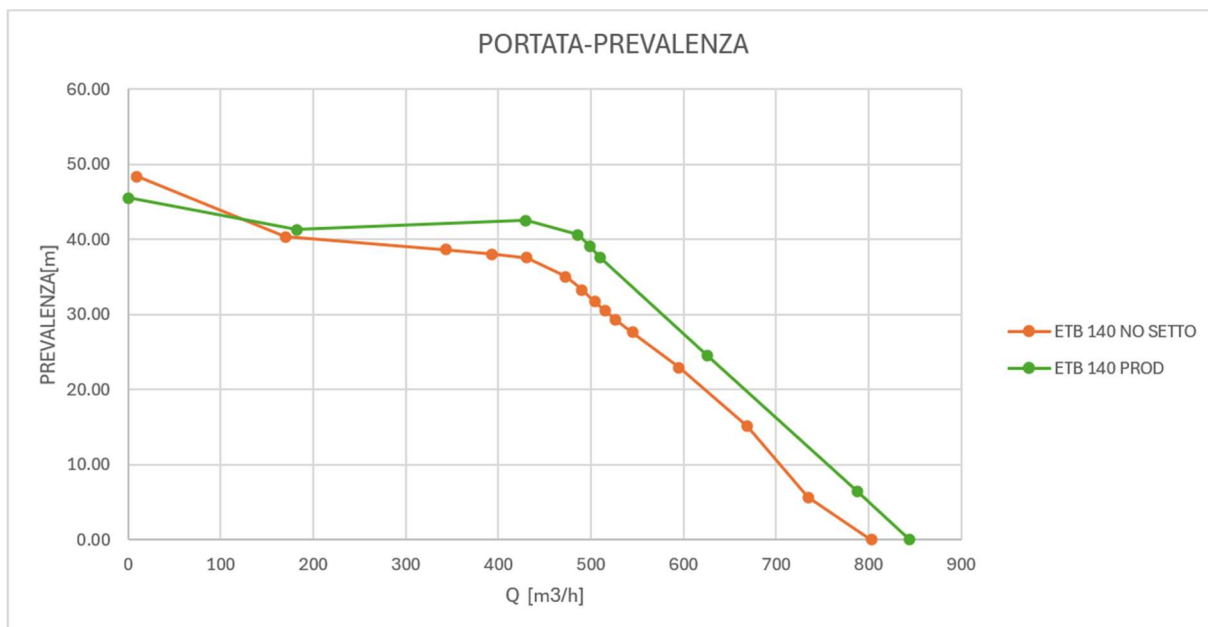


Figura 5.130: Confronto curve Portata- Prevalenza per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

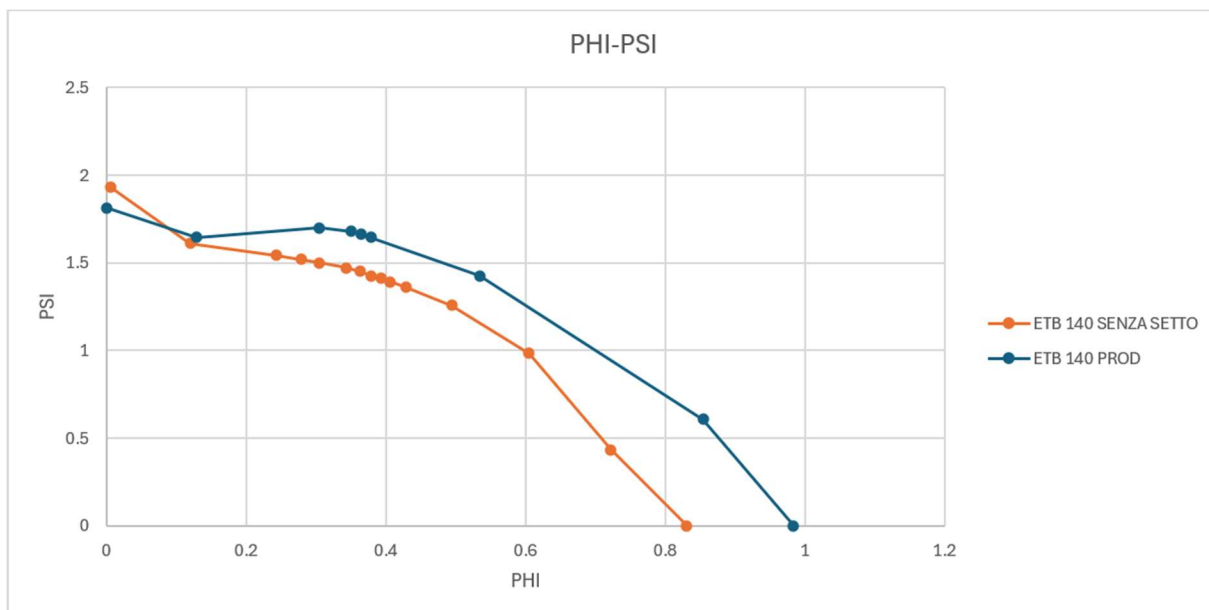


Figura 5.131: Confronto curve adimensionali per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

Analizzando i dati sperimentali, emerge che la portata massima raggiunta è pari a $803 \text{ m}^3/\text{h}$, circa $41 \text{ m}^3/\text{h}$ in meno rispetto alla configurazione standard. Al contrario, la pressione statica massima e la prevalenza corrispondono a 581 Pa e 48.35 m . Infine, il dato relativo all'efficienza fluidodinamica corrisponde al 32.01% , ottenuto per una portata di $392.9 \text{ m}^3/\text{h}$. Tale valore rappresenta il rendimento più basso tra tutte le prove effettuate fino ad ora.

Confrontando questa soluzione con quella standard, si può affermare che l'assenza del setto comporti un peggioramento complessivo delle prestazioni. Infatti, le differenze più significative, si verificano per valori di portata maggiori di $150 \text{ m}^3/\text{h}$, nel quale l'ETB 140 con il setto presenta sia maggiore portata sia valori superiori di pressione statica. Inoltre, un andamento analogo, si riscontra anche osservando i grafici relativi alla prevalenza, al rendimento fluidodinamico e per i parametri adimensionali.

L'unico intervallo in cui tale configurazione mostra prestazioni leggermente superiori, si verifica per portate minori di $150 \text{ m}^3/\text{h}$, in cui si raggiunge un valore di pressione statica massima di 581 Pa .

In seguito, è stata eseguita una simulazione CFD per poter analizzare l'andamento del flusso nell'ETB 140 senza il setto. L'errore relativo registrato è pari al 12.2% . Tale valore è riconducibile alla difficoltà del solutore di replicare le condizioni di funzionamento di tale sistema (Figure 5.132 – 5.142).

Q[m ³ /h]	ΔP MISURATA (BANCO)	ΔP SIM	SCARTO PERCENTUALE	
169	485.0	525	7.619033107	
467	421	375	12.26663396	Errore
520	352	285	23.50868944	12.26663
660	182	60	203.3299445	
798	1	1	0	

Tabella 5.13: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 senza setto

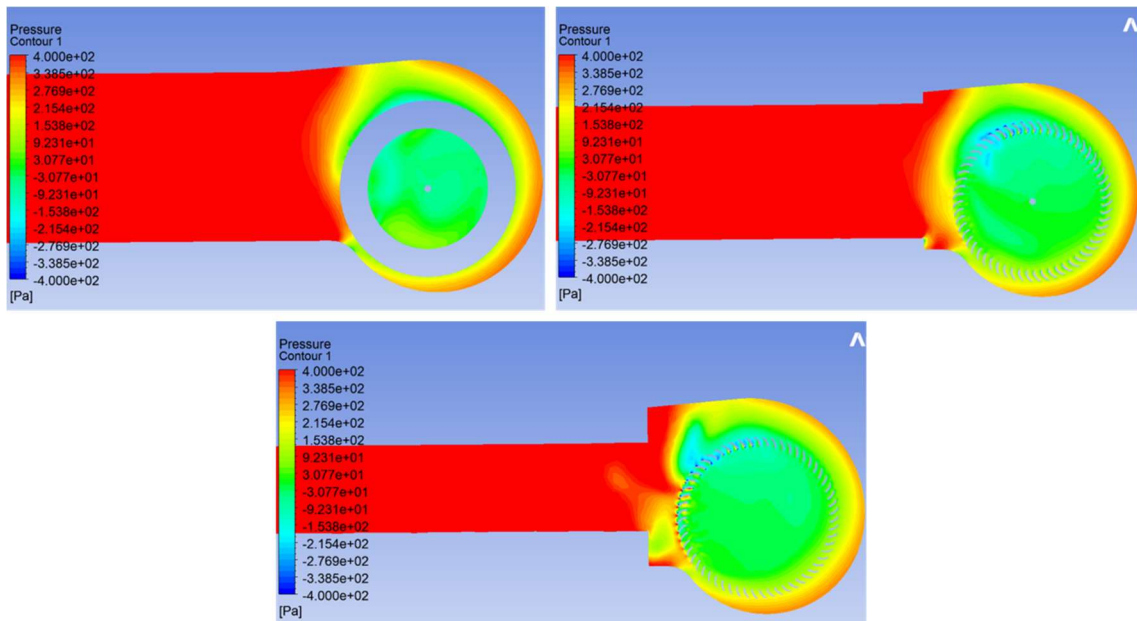


Figura 5.132: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 169 \text{ m}^3/\text{h}$

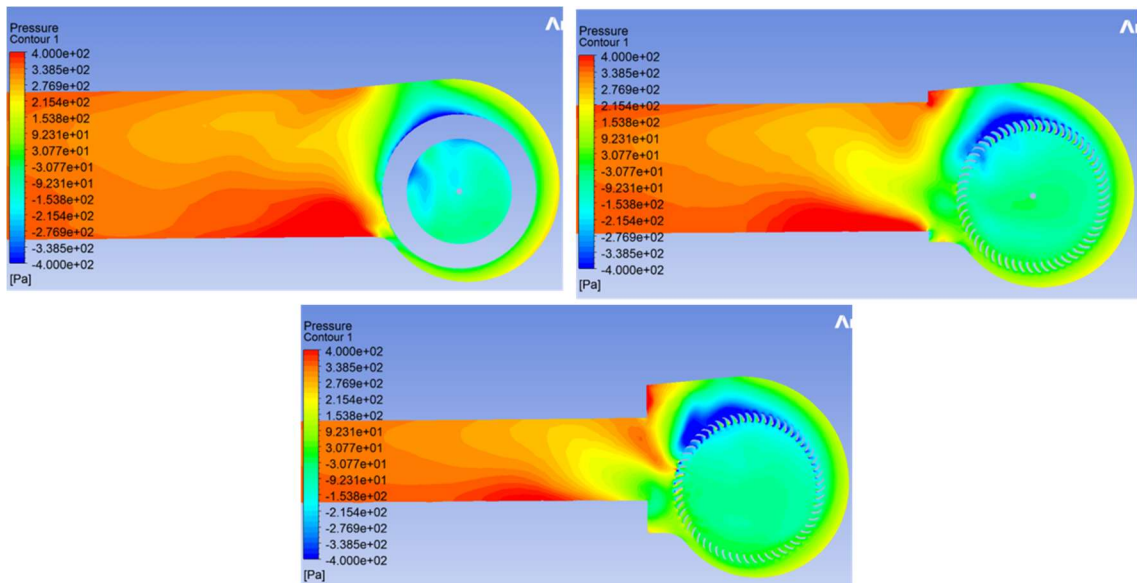


Figura 5.133: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 467 \text{ m}^3/\text{h}$

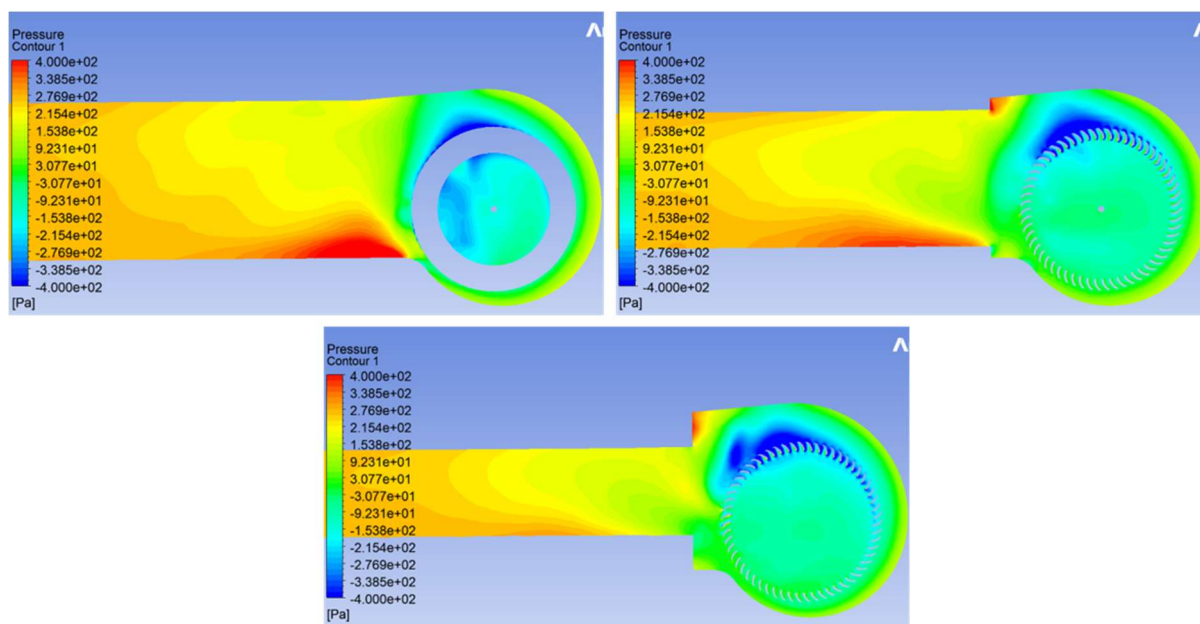


Figura 5.134: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 520 \text{ m}^3/\text{h}$

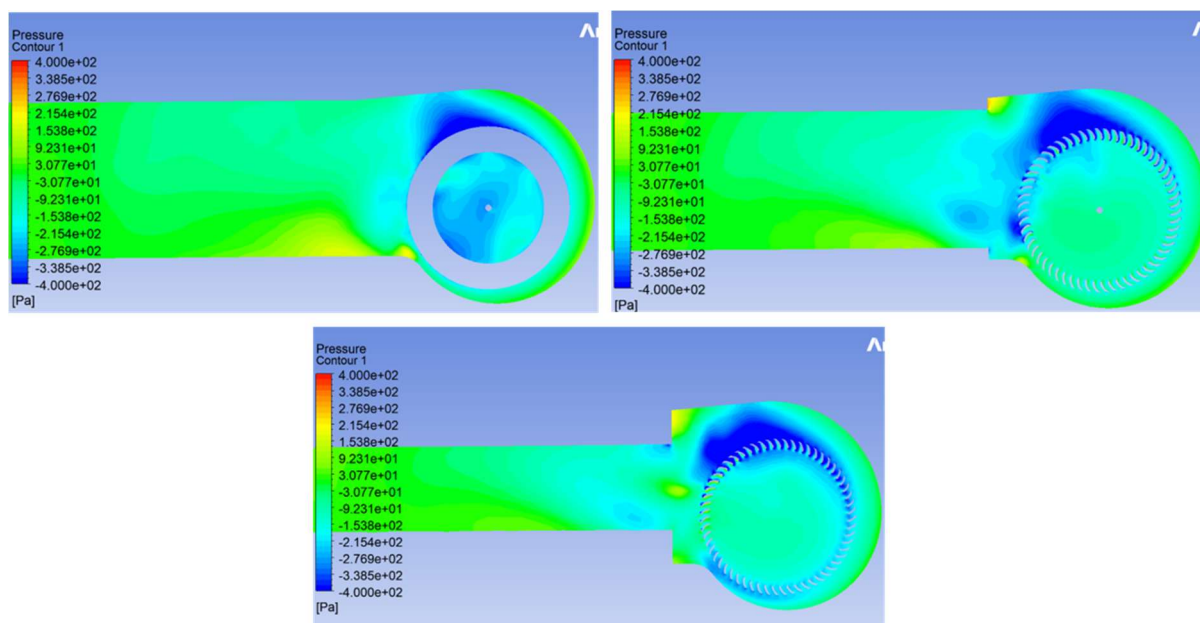


Figura 5.135: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 660 \text{ m}^3/\text{h}$

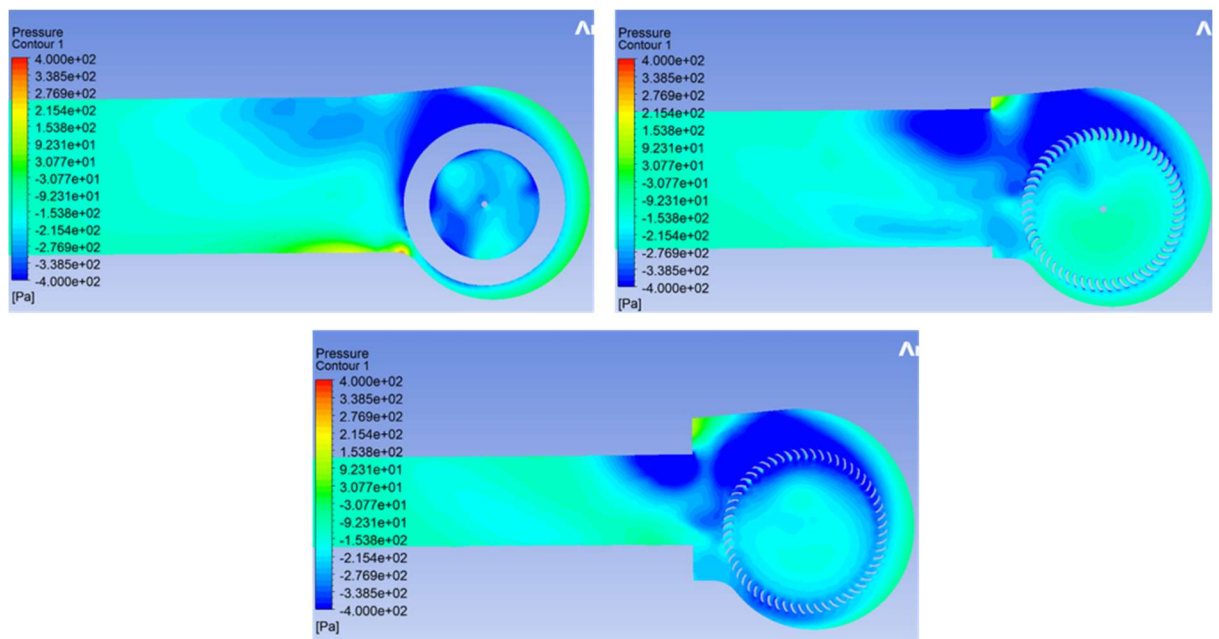


Figura 5.136: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 798 \text{ m}^3/\text{h}$

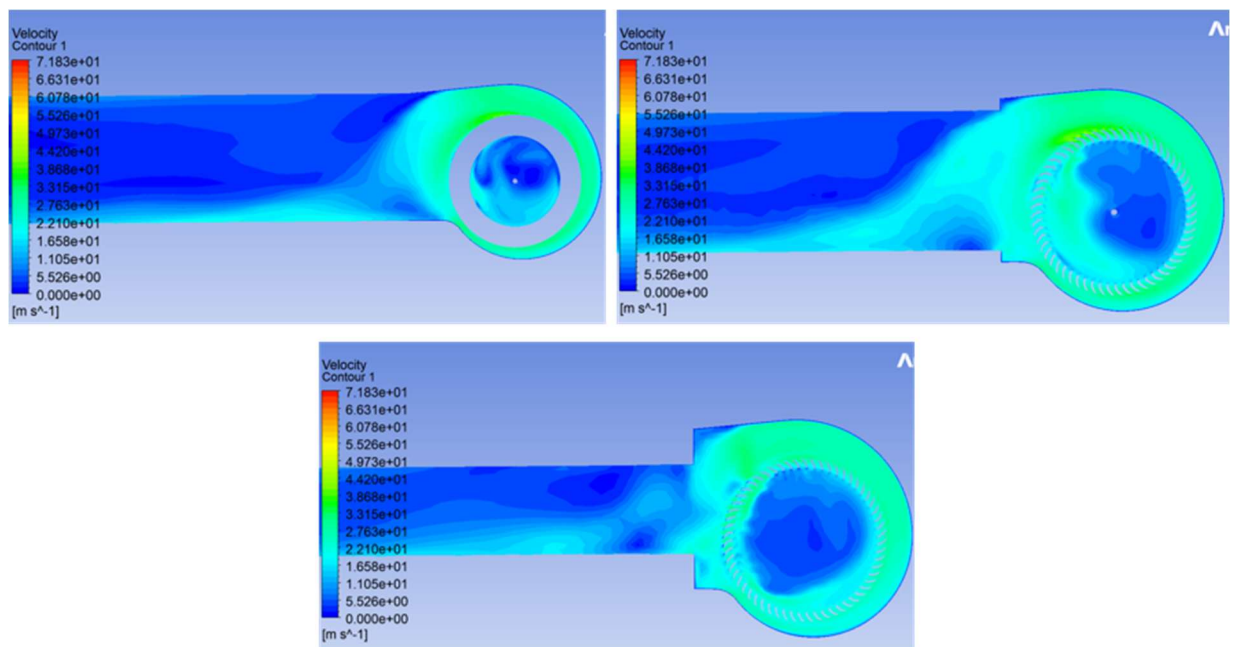


Figura 5.137: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 169 \text{ m}^3/\text{h}$

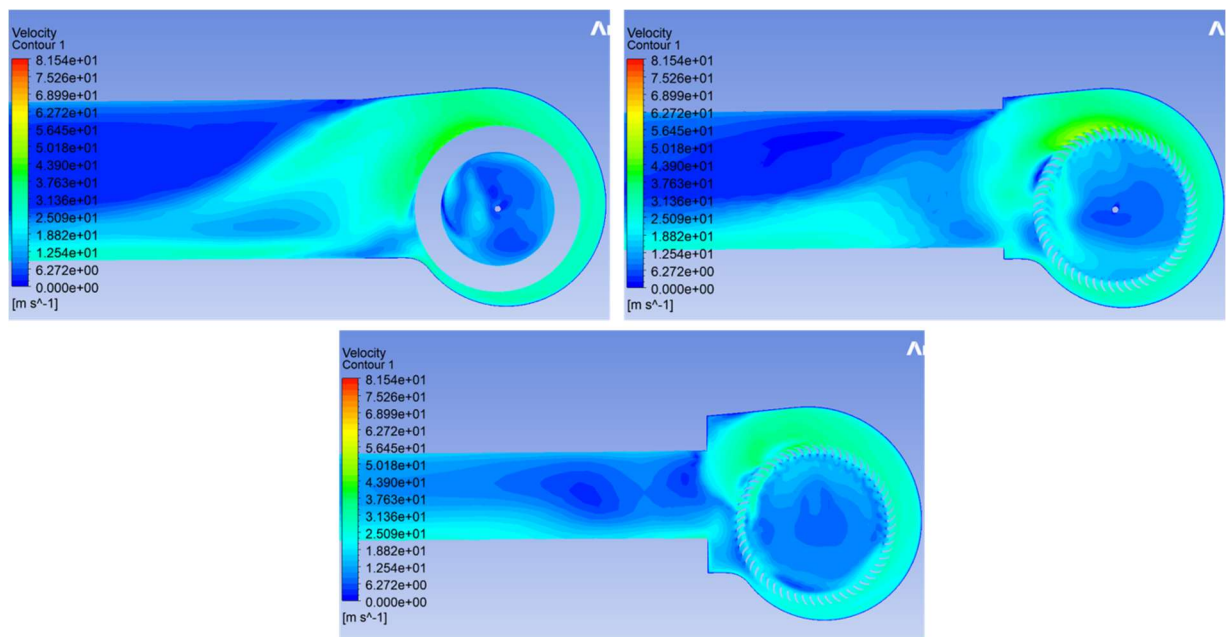


Figura 5.138: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 467 \text{ m}^3/\text{h}$

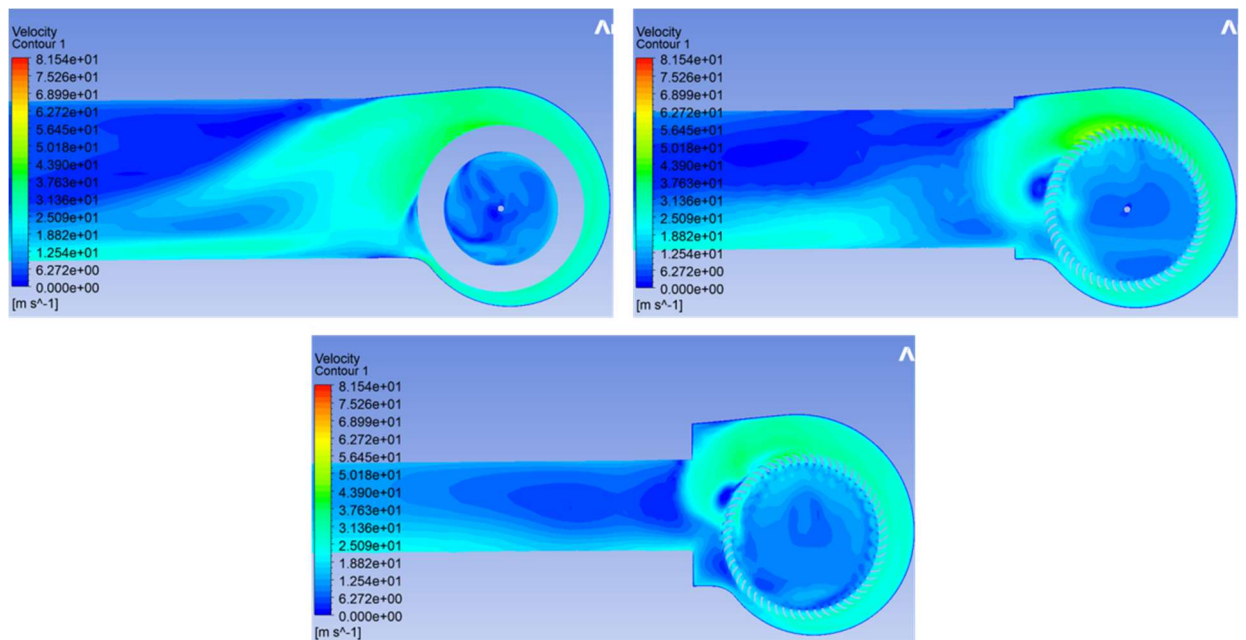


Figura 5.139: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 520 \text{ m}^3/\text{h}$

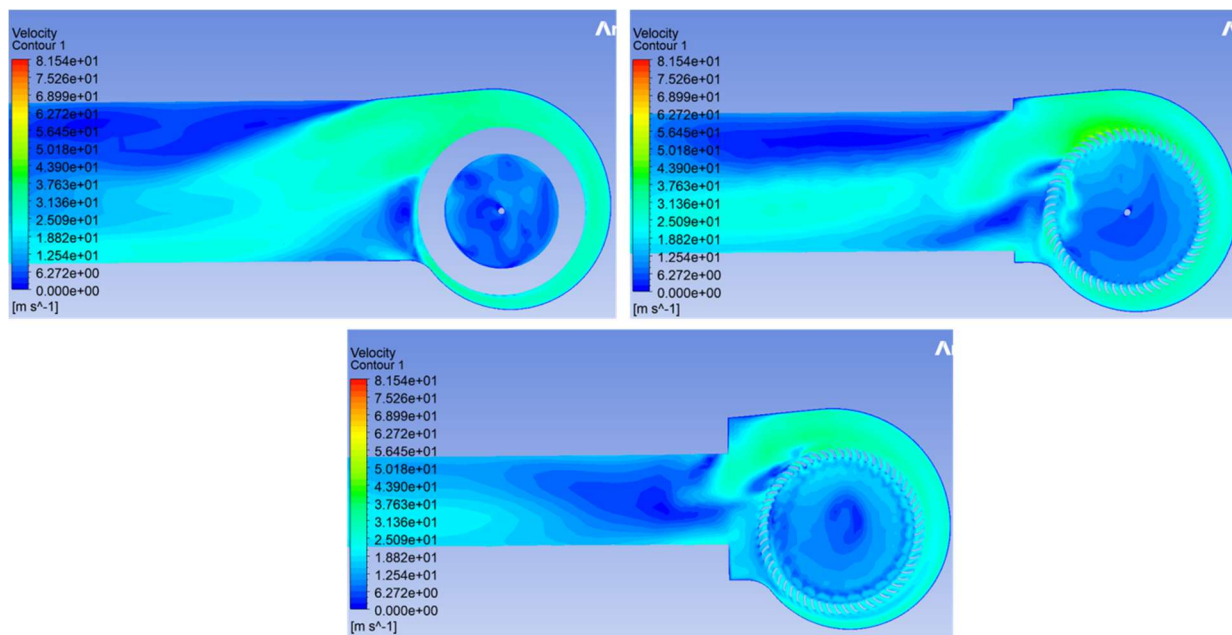


Figura 5.140: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 660 \text{ m}^3/\text{h}$

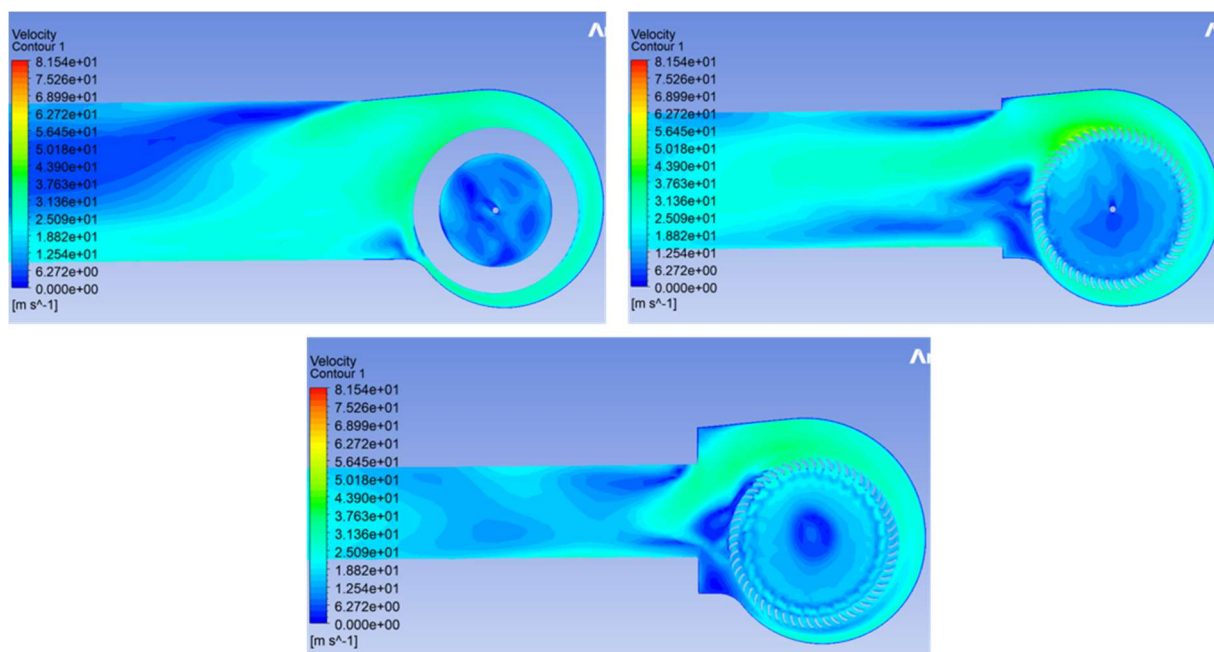


Figura 5.141: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 798 \text{ m}^3/\text{h}$

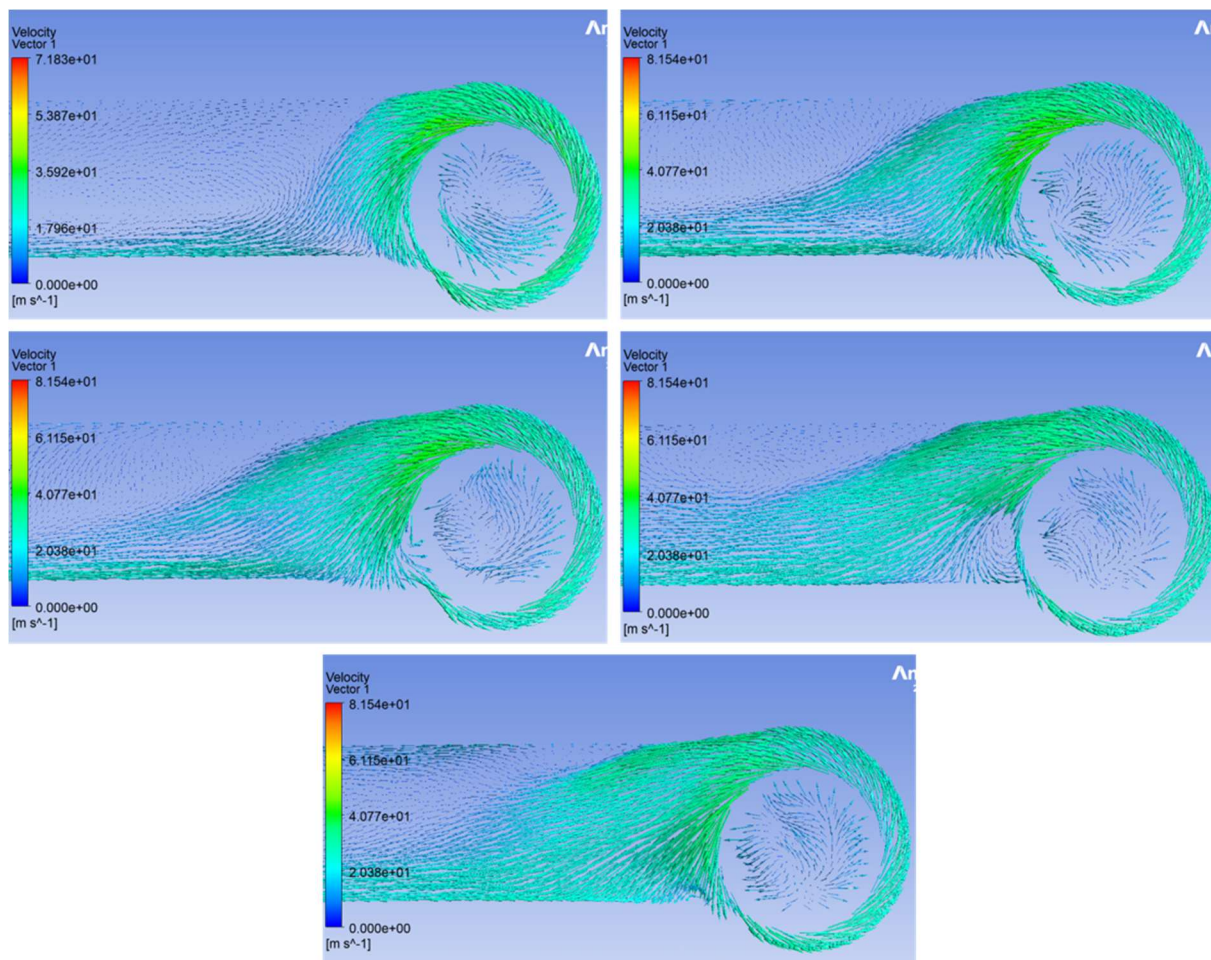


Figura 5.142: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 senza setto

L'analisi delle scene relative al campo di moto, in particolare quelle legate alla distribuzione di pressione e ai campi vettoriali, evidenzia che il sistema senza setto non permette di ottenere una buona distribuzione del flusso in mandata del convogliatore. In particolare, tale condizione si manifesta anche per valori di portata più bassi, evidenti anche nel punto di funzionamento con il rendimento fluidodinamico massimo.

Confrontando i risultati per le condizioni simili con il sistema ETB 140 con il setto, si nota che il flusso viene diretto soprattutto nella zona in cui è stata creata la superficie piana. Ciò determina la formazione di forti regioni turbolente all'interno del convogliatore e in mandata.

Alla portata minima si osserva, nella zona della superficie piana, una vasta regione a pressione molto elevata. Tale fenomeno è dovuto al totale indirizzamento del flusso in quel particolare punto. Questa osservazione può giustificare l'elevato valore di pressione statica ottenuto nella prova sperimentale, il quale sembra derivare da effetti

locali di accumulo di fluido, piuttosto che da un incremento dell'energia trasferita al flusso.

Per valori di portata più elevati, si conferma la ridotta capacità del sistema di indirizzare il flusso in mandata rispetto alla soluzione standard.

5.6.2 Il nuovo setto: ETB 140 con setto V2

Le analisi condotte sul sistema privo di setto, unite al confronto con il modello standard, hanno permesso di identificare le principali criticità relative al funzionamento di questo particolare elemento. Oltre ciò, hanno fornito indicazioni per determinare una nuova configurazione, finalizzata al raggiungimento degli obiettivi prefissati.

La progettazione del sistema ETB 140 equipaggiato con il nuovo setto, denominato per semplicità *V2*, è stata sviluppata tenendo conto di tutti i parametri descritti nel paragrafo 5.6. In particolare, per ridurre i tempi ed i costi, non è stato realizzato un nuovo prototipo completo del convogliatore; è stato invece progettato e stampato in 3D un setto da installare nel sistema ETB 140 senza setto. Il materiale scelto è stato il PLA, già utilizzato per realizzare i prototipi precedenti.

Per tale soluzione è stato adottato un approccio *conservativo*, favorendo la scelta di parametri geometrici non estremi ed evitando il rischio di ottenere una configurazione con prestazioni instabili o inefficaci.

Le caratteristiche definite per il setto V2 sono le seguenti (Figura 5.143):

- **Forma del setto “a V”:** in particolare, tale forma favorisce la riduzione della pulsazione della pressione, minori valori di rumore e vibrazioni e minori formazioni di separazione e ricircoli di flusso;
- **Angolo di cut-off:** 45°;
- **Altezza del cut-off:** compresa tra il 20% e il 30% del diametro esterno della girante. Nella sezione centrale del setto, l'altezza corrisponde al 20% del diametro esterno (30 mm); nella sezione più esterna l'altezza corrisponde al 30% del diametro esterno (45 mm);
- **Distanza tra girante e cut-off:** 7,5 mm, corrispondente al 5% del diametro esterno della girante;

- **Raggio di raccordo del setto: 5 mm.**

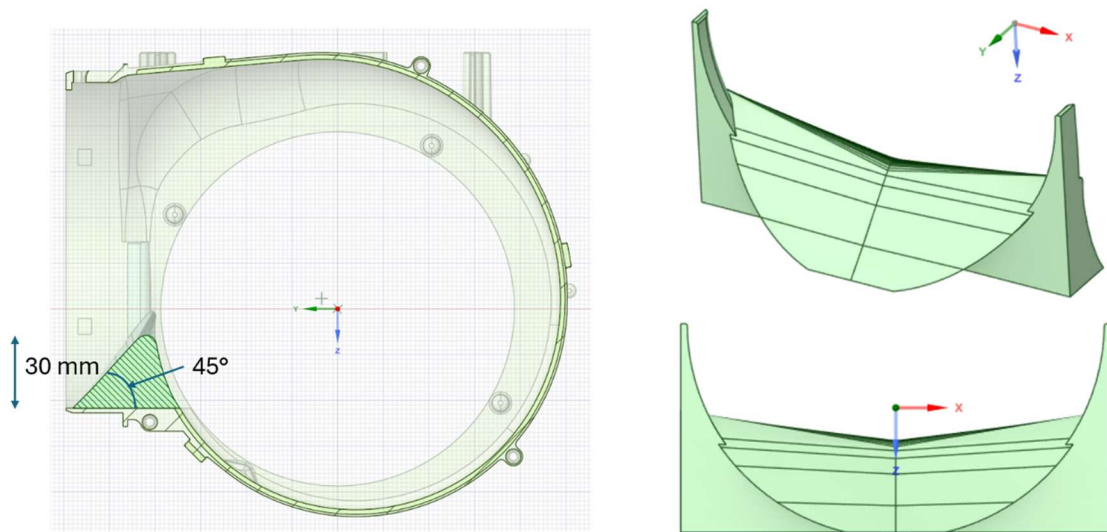


Figura 5.143: Modello CAD del setto V2

Una volta realizzato il prototipo (Figura 5.144), è stata definita una prova sperimentale al banco prova, ottenendo i seguenti risultati (Figure 5.145 – 5.148):

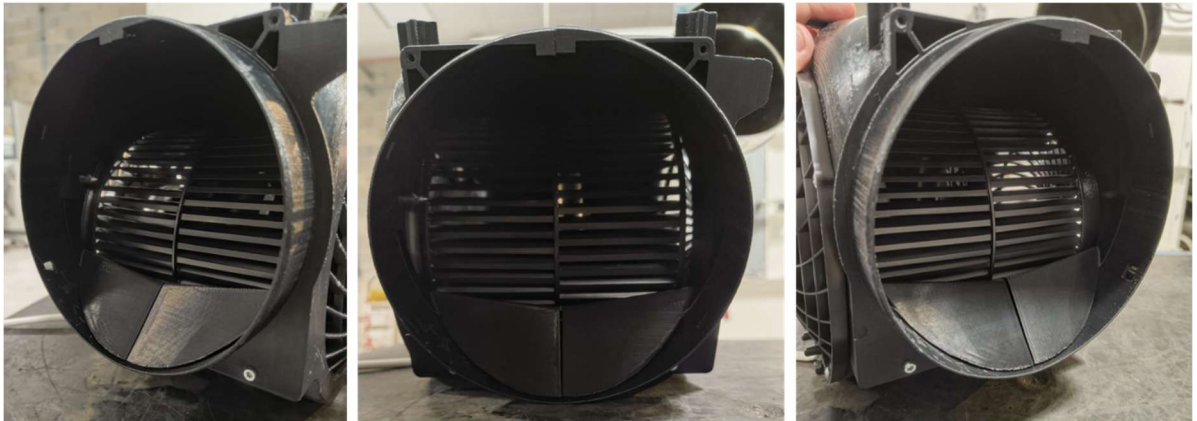


Figura 5.144: Stampa 3D del setto V2

Q [m ³ /h]	P _{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA[m]
0.7	562	562	2823.1	0.16	46.77
185.7	531	526	2830.55	30.83	43.77
273.6	495	484	2820.2	34.19	40.28
342.7	492	475	2822.53	36.03	39.53
390.9	489	466	2823.49	36.53	38.78
447.4	489	459	2821.89	36.43	38.20
486.5	489	454	2824.04	36.13	37.78
517.2	477	436	2794.88	35.55	36.28
530.7	461	419	2756.41	35.14	34.87
555.1	437	391	2696.12	34.41	32.54
571.5	419	370	2644.79	33.64	30.79
619	370	313	2510.57	31.16	26.05
692.9	293	221	2316.26	24.82	18.39
805.8	179	81	2004.66	10.75	6.74
861.4	111	0	1866.04	0	0.00

Tabella 5.14: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2

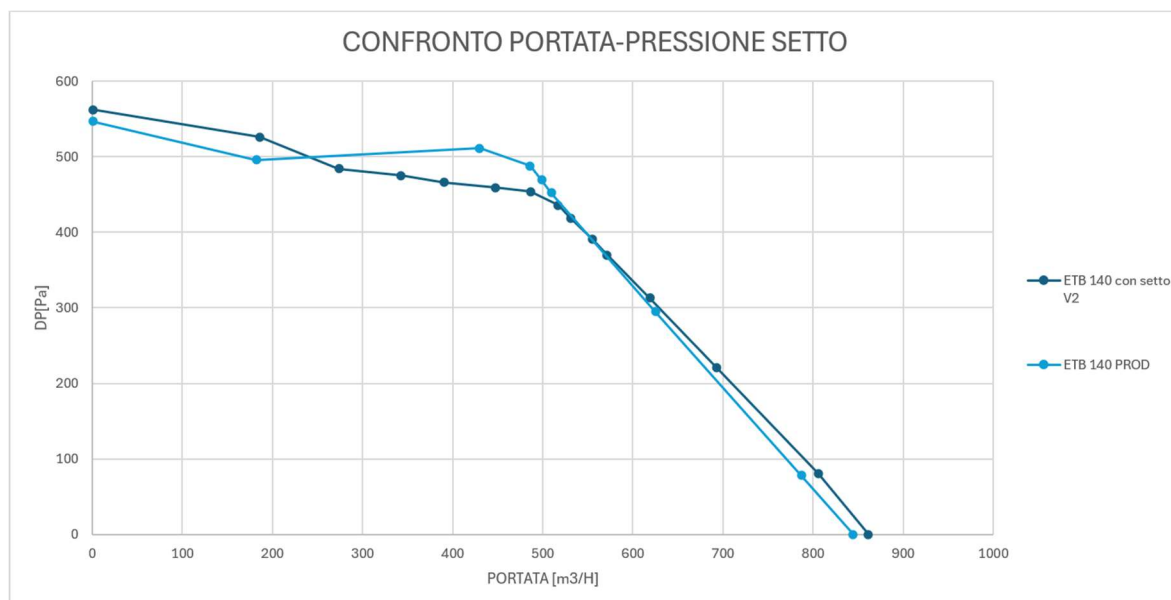


Figura 5.145: Confronto curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

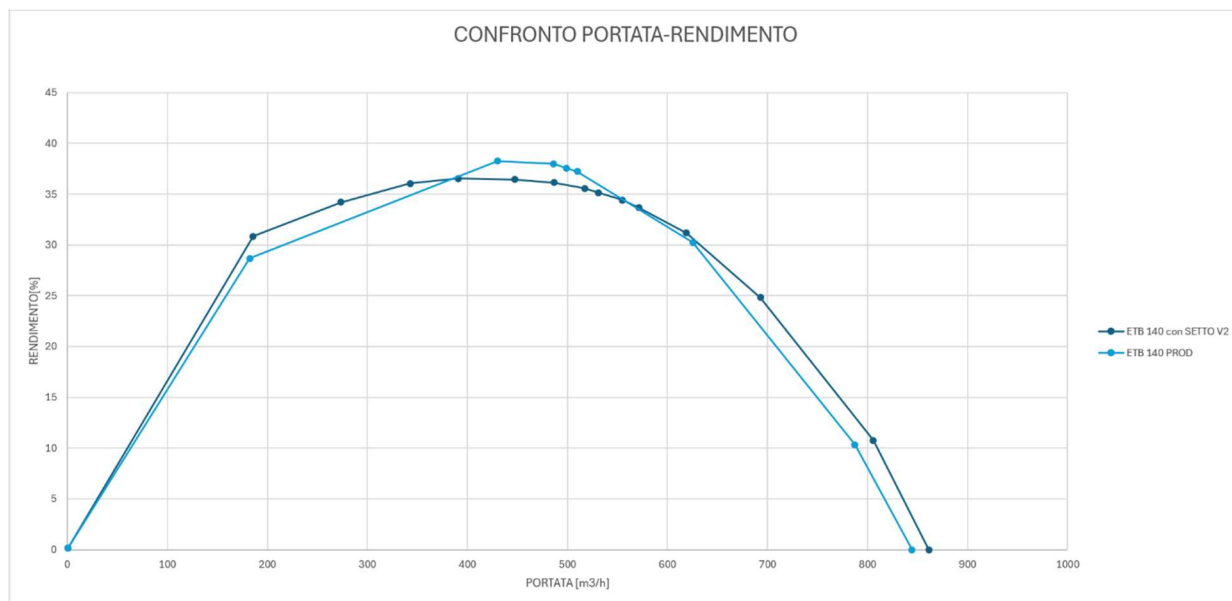


Figura 5.146: Confronto curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

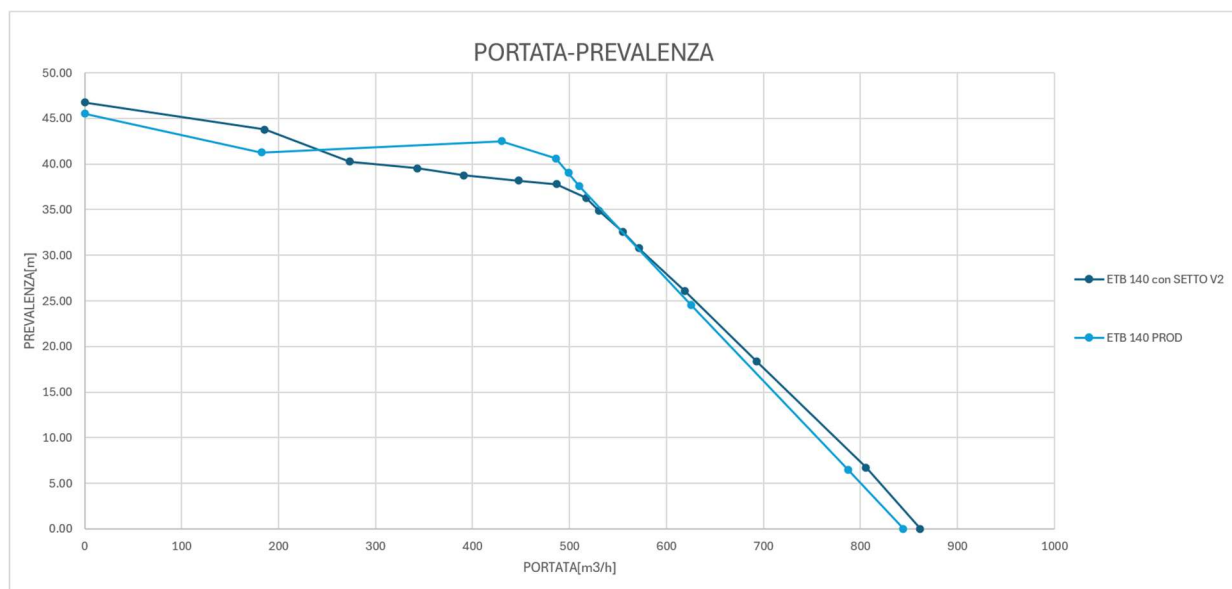


Figura 5.147: Confronto curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

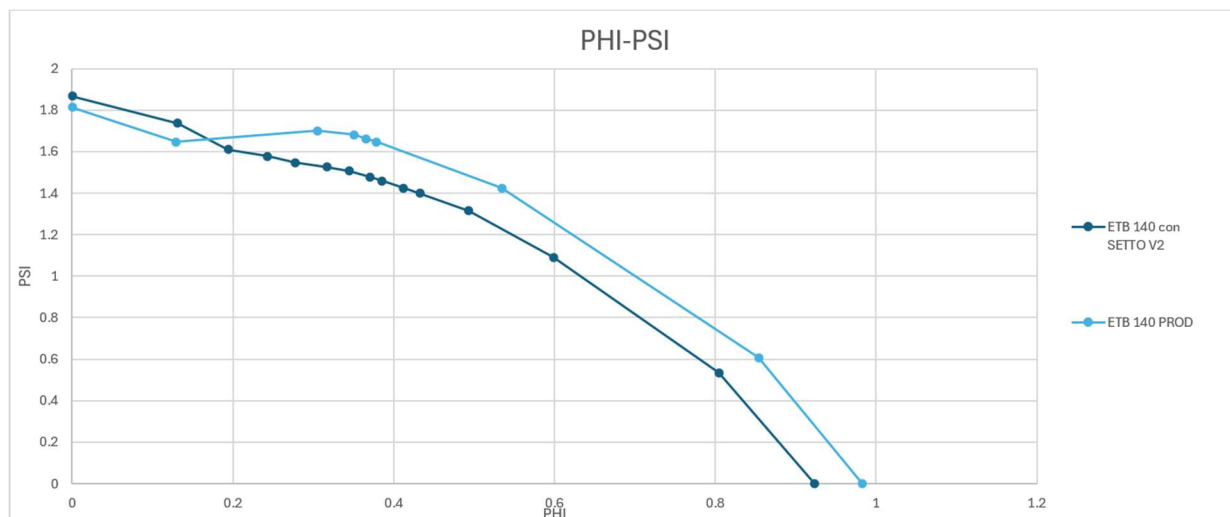


Figura 5.148: Confronto curve adimensionali per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

Dall'analisi dei dati sperimentali, si osserva che la portata massima raggiunta dalla configurazione con il setto V2 è di $861.4 \text{ m}^3/\text{h}$, valore superiore di $19.1 \text{ m}^3/\text{h}$ rispetto la soluzione standard. I valori della pressione statica massima e la prevalenza, invece, corrispondono a 562 Pa e 46.77 m. Infine, l'efficienza fluidodinamica corrisponde al 36.53%, in corrispondenza di una portata di $390.9 \text{ m}^3/\text{h}$. Tale valore risulta inferiore più basso rispetto al sistema di produzione; tuttavia, è stato ottenuto in condizioni operative differenti. Infatti, la portata corrispondente al punto di massimo rendimento è inferiore del 9% rispetto la configurazione standard, mentre la pressione statica risulta inferiore dell'8,8%.

Il confronto con la configurazione standard evidenzia che il setto V2 garantisce prestazioni complessivamente superiori. In particolare, la nuova soluzione presenta valori di pressione statica maggiori per intervalli di portata compresi tra i 550 e i 900 m^3/h e i 250 e 0 m^3/h . Nell'intervallo intermedio, invece, l'ETB140 standard mostra prestazioni migliori.

La differenza più significativa tra le due configurazioni riguarda l'andamento della curva portata-rendimento fluidodinamico. In particolare, la curva del setto V2 risulta più uniforme negli intervalli definiti precedentemente e presenta valori di rendimento superiori. Al contrario, la configurazione standard presenta un picco più elevato, nonostante un andamento più variabile.

A seguito delle prove sperimentali, è stata realizzata effettuata la simulazione CFD della configurazione V2. L'errore relativo registrato è pari al 7.1%. Tale valore può essere attribuito alla difficoltà del solutore di replicare le condizioni di funzionamento più critiche, ovvero a portata massima o minima. Tuttavia, il dato è coerente con le simulazioni svolte in precedenza (Figure 5.149- 5.159).

	BANCO	SIMULAZIONE		
Q [m³/h]	ΔP [Pa]	ΔP [Pa]	SCARTO PERCENTUALE	
273.6	484	525	8.47	
486.5	454	480	5.73	ERRORE
571.5	370	380	2.70	7.098958
692.9	221	130	41.18	
861.4	0	-100	10000000.00	

Tabella 5.15: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con SETTO V2

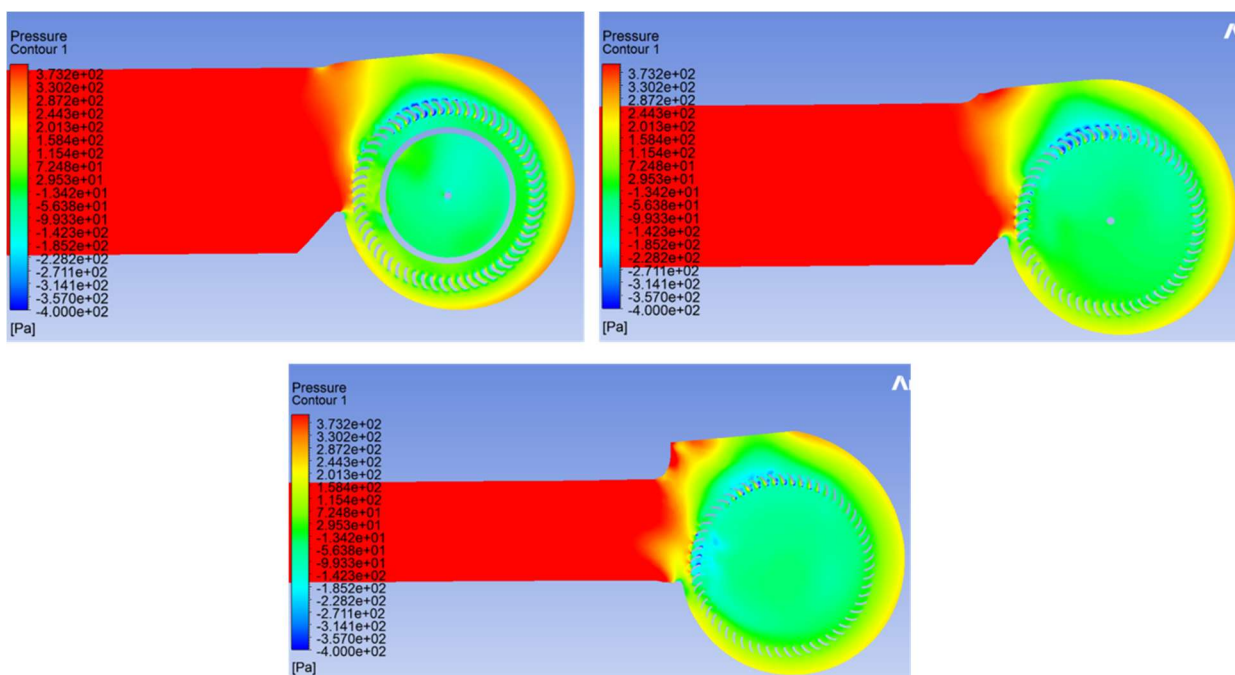


Figura 5.149: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 273.6 \text{ m}^3/\text{h}$

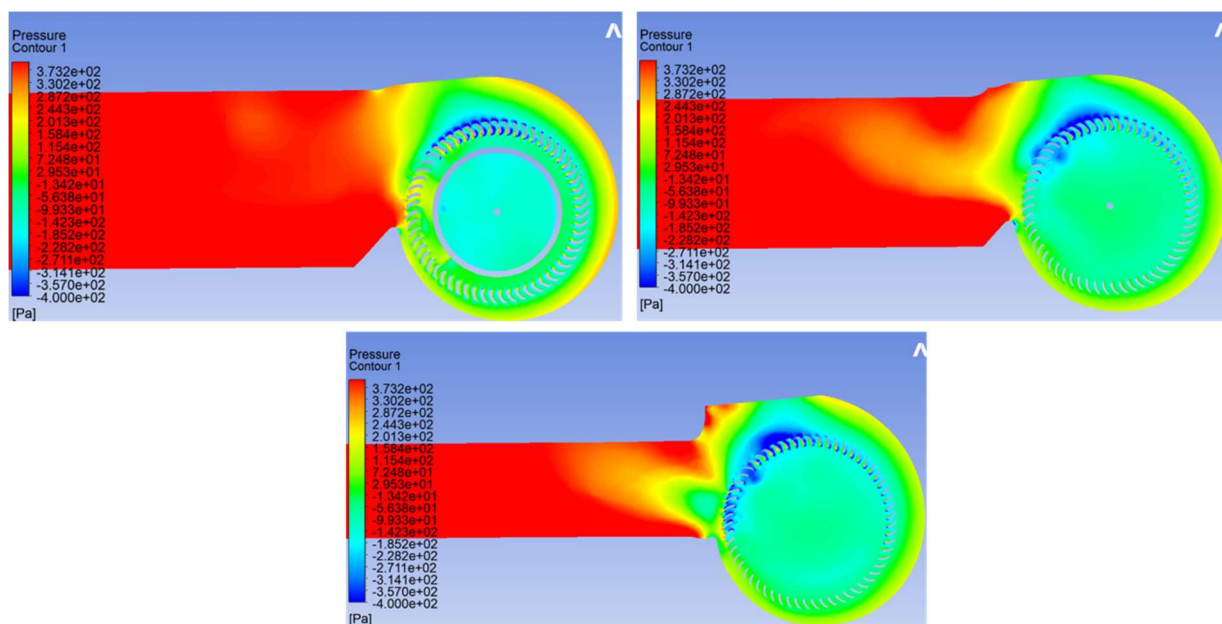


Figura 5.150: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 486.5 \text{ m}^3/\text{h}$

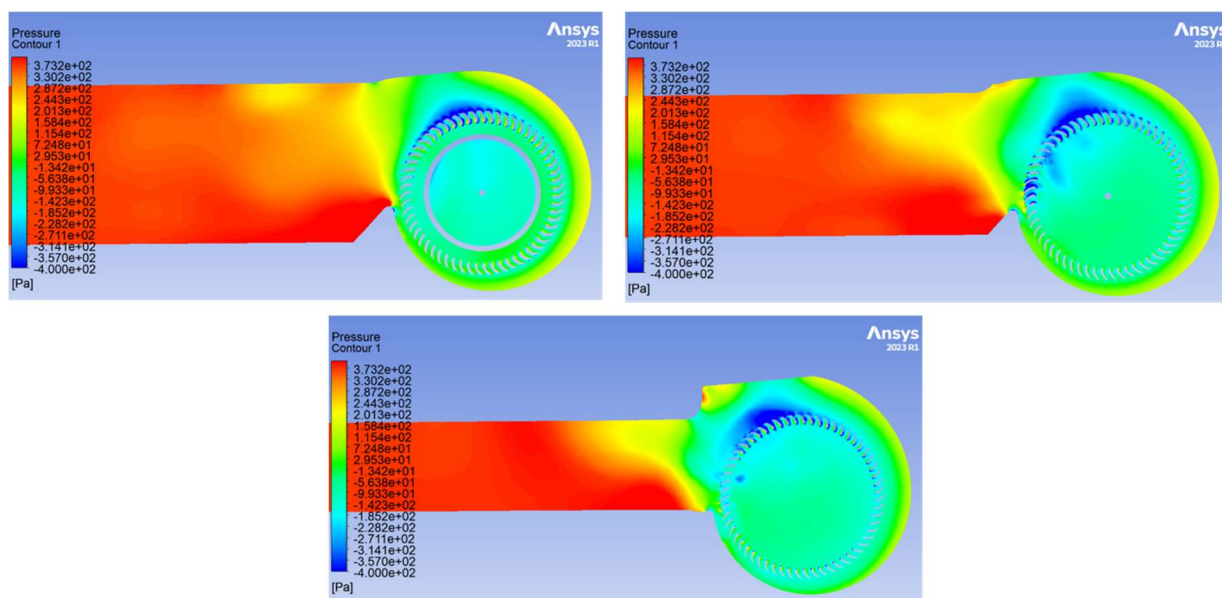


Figura 5.151: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 571.5 \text{ m}^3/\text{h}$

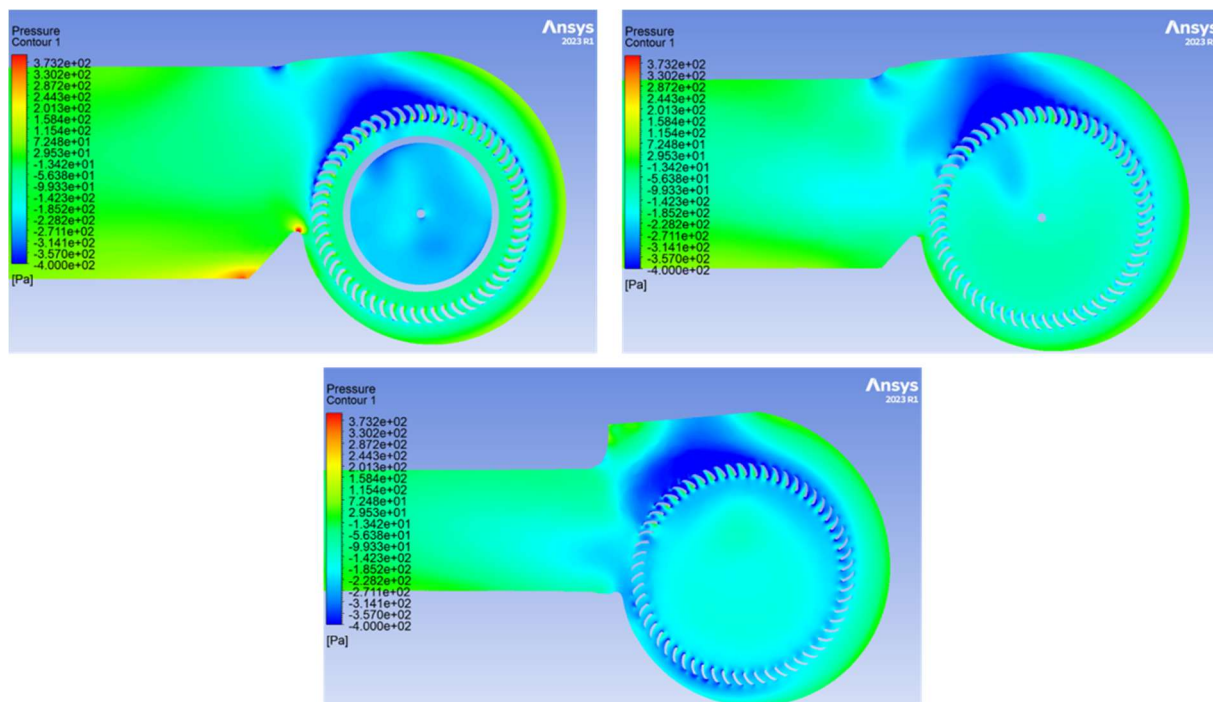


Figura 5.152: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 692.9 \text{ m}^3/\text{h}$

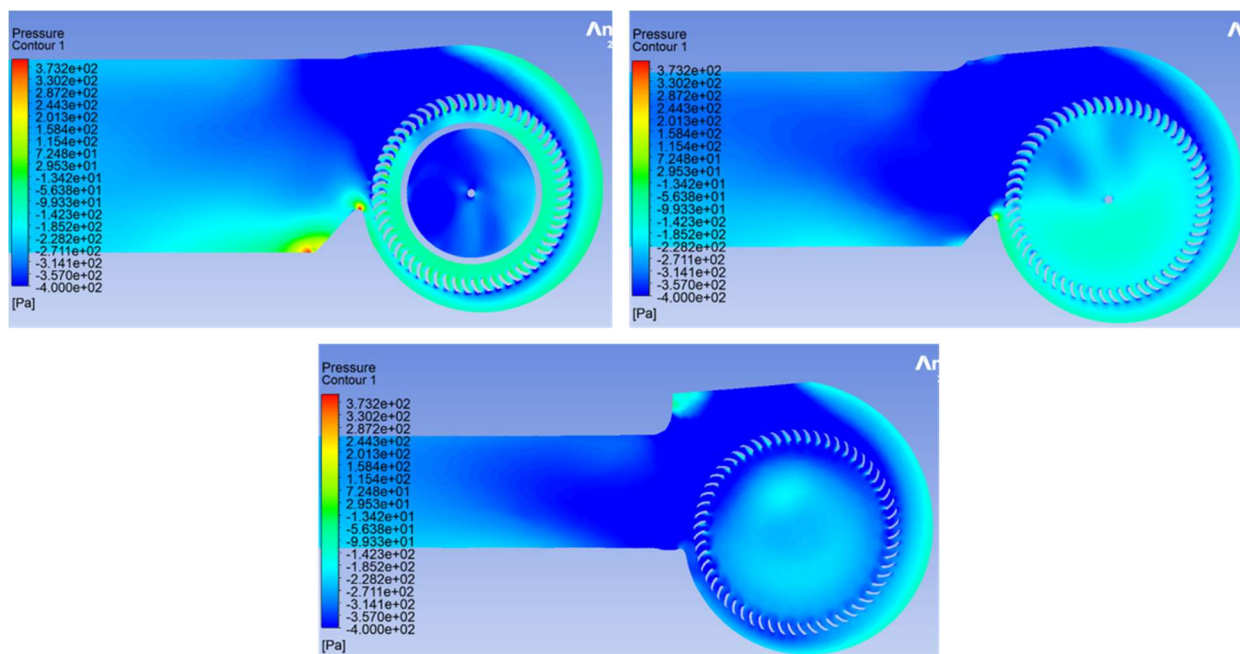


Figura 5.153: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 861.4 \text{ m}^3/\text{h}$

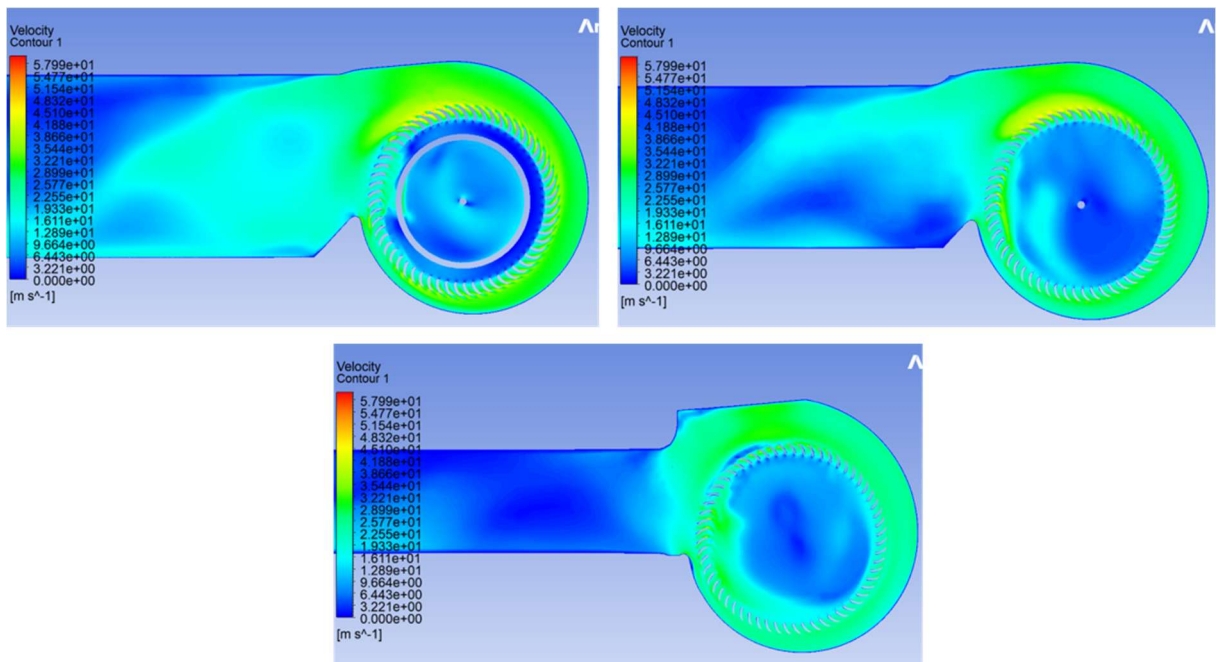


Figura 5.154: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 273.6 \text{ m}^3/\text{h}$

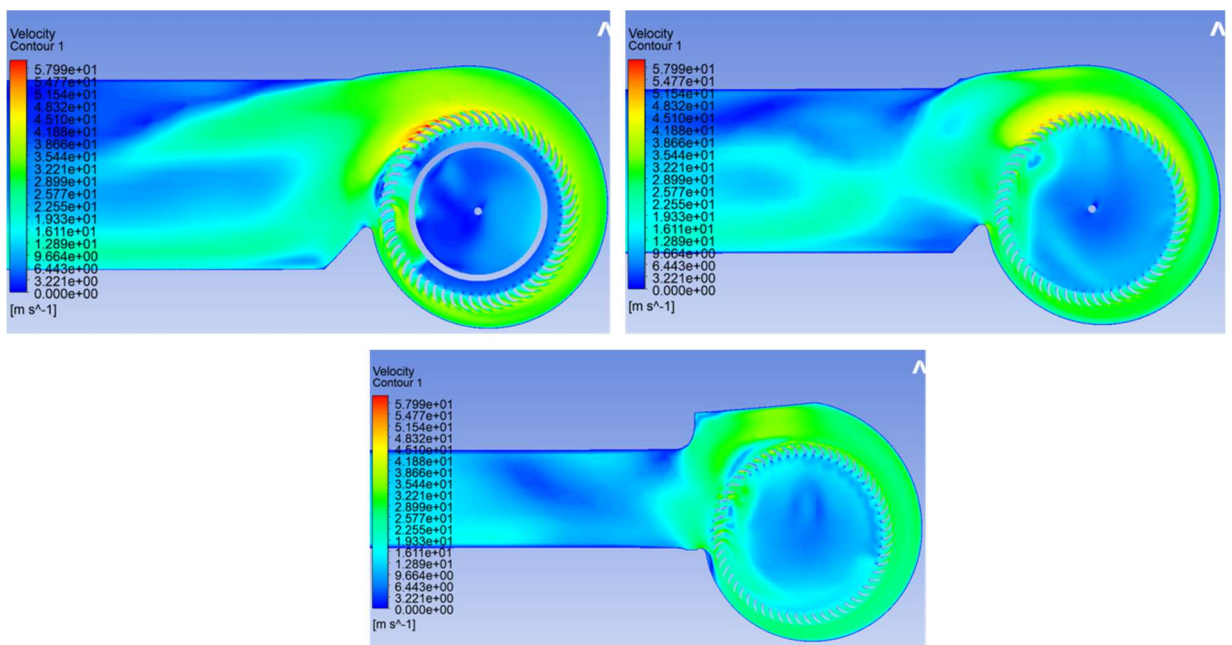


Figura 5.155: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 486.5 \text{ m}^3/\text{h}$

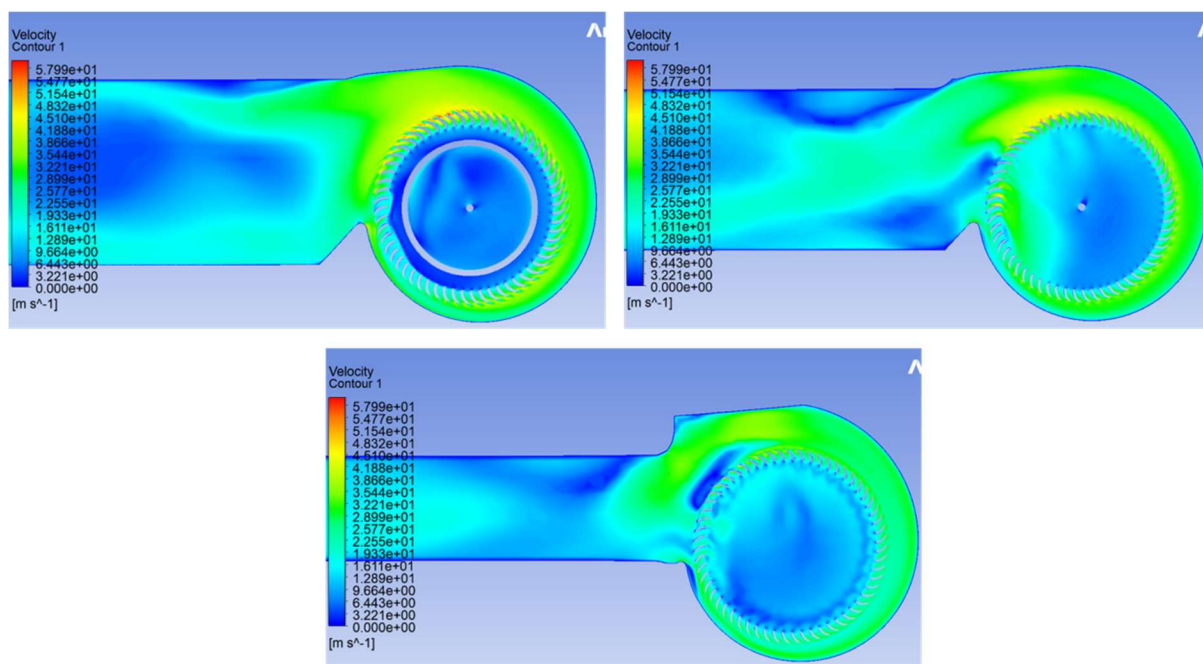


Figura 5.156: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 571.5 \text{ m}^3/\text{h}$

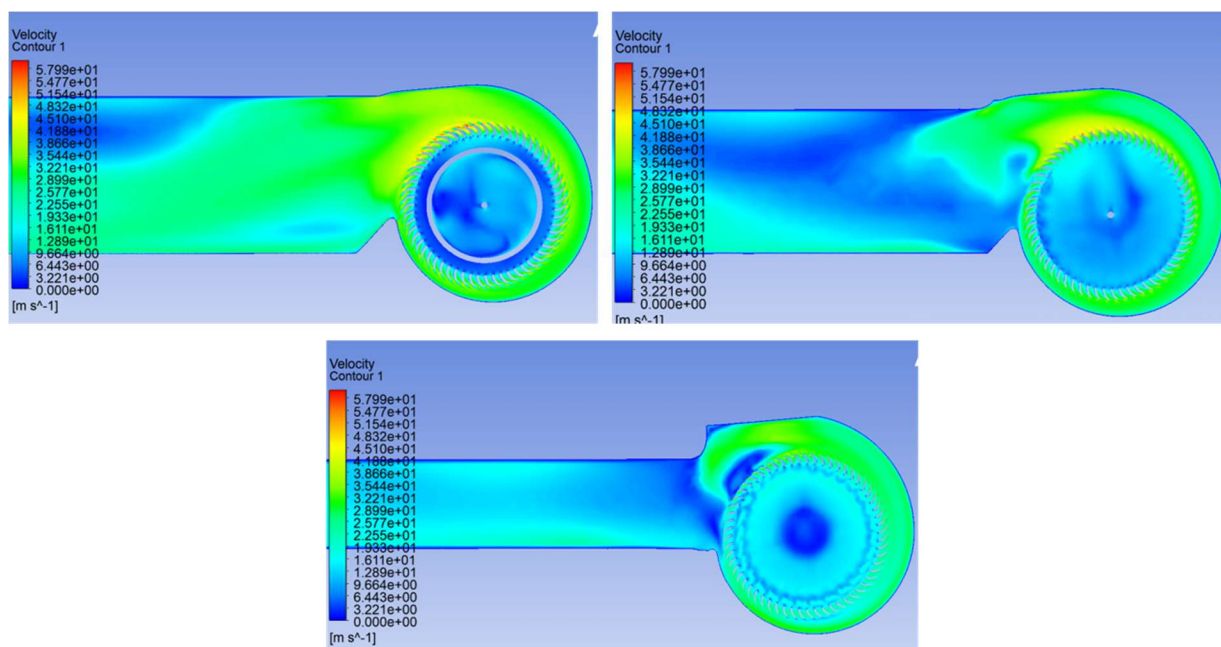


Figura 5.157: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 692.9 \text{ m}^3/\text{h}$

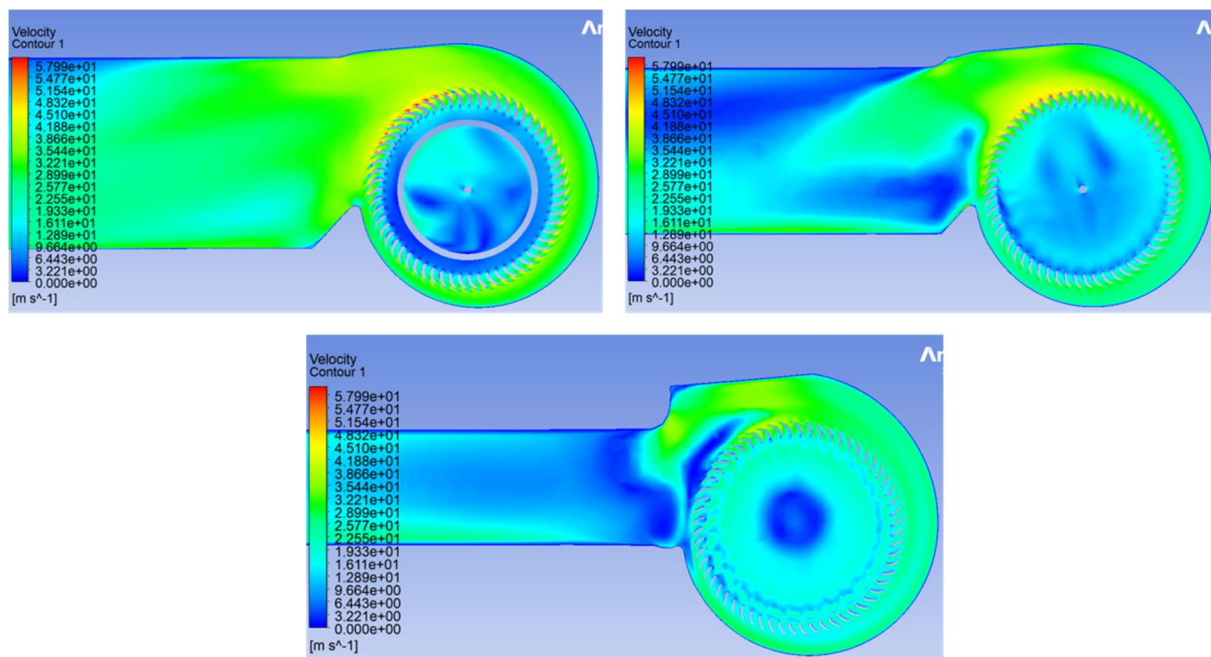


Figura 5.158: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 861.4 \text{ m}^3/\text{h}$

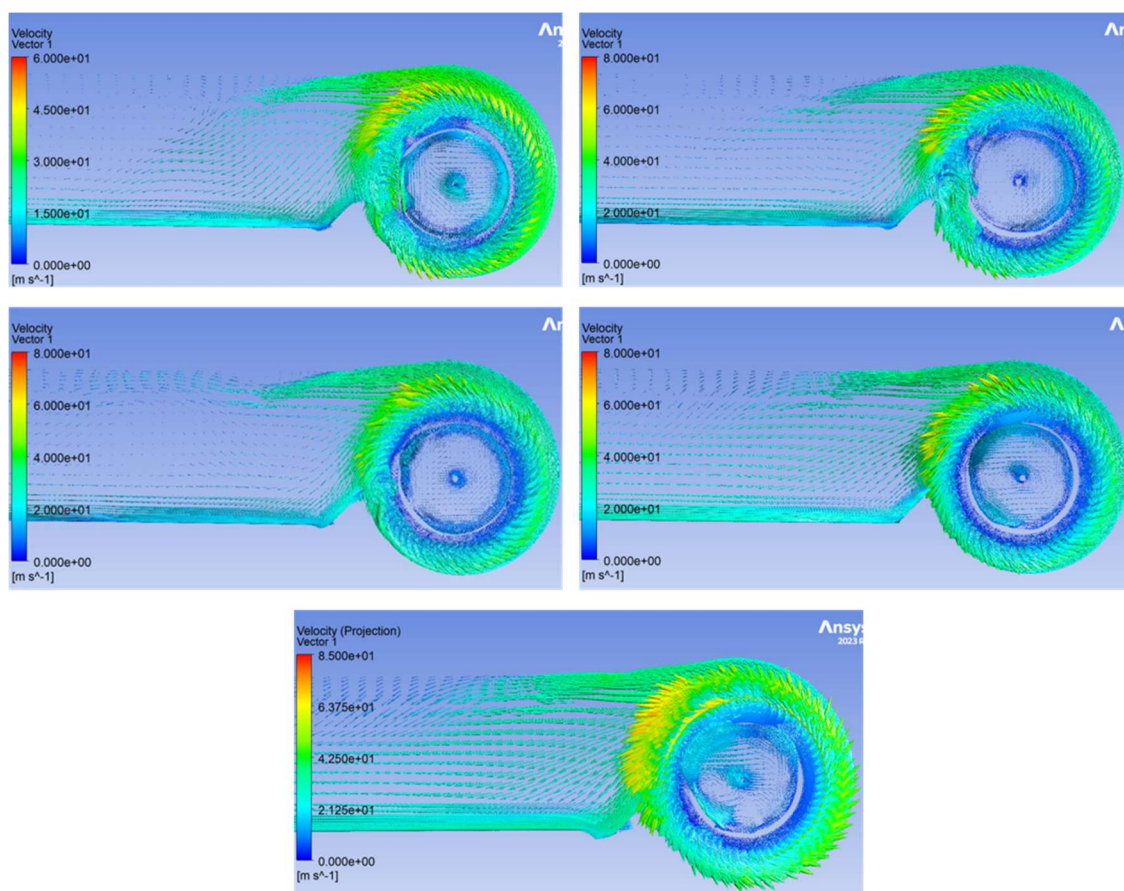


Figura 5.159: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con SETTO V2

L'attività di analisi delle scene relative al campo di moto, ha evidenziato che il sistema ETB 140 con il setto V2 riesce a migliorare l'indirizzamento del flusso in mandata. Tale effetto è evidente soprattutto per le sezioni centrali e per portate più elevate. Per i punti di funzionamento caratterizzati da portate minori, il comportamento è analogo o di poco superiore.

Inoltre, osservando le scene di pressione alle portate più elevate, si nota come il punto di ristagno si posiziona perfettamente in corrispondenza della zona centrale del raggio della punta. Questo conferma che il setto è stato progettato correttamente e che determina una buona suddivisione tra il flusso in uscita e quello all'interno del convogliatore. Tale andamento viene confermato anche dall'analisi dei campi vettoriali, nelle quali il flusso segue in modo regolare la geometria del setto. Inoltre, la regione turbolenta a valle del setto, presente nel sistema di produzione, è stata ridotta notevolmente.

Per quanto riguarda il funzionamento del nuovo prototipo nelle sezioni più esterne, in prossimità delle pareti del convogliatore, il flusso risulta molto perturbato, ma in modo analogo alla configurazione di riferimento. Tale fenomeno può essere attribuito all'interazione tra il flusso richiamato in entrata del convogliatore e il flusso rotante nella coclea. Inoltre, potrebbe essere legato anche ad una interazione non ottimale tra il flusso e il setto nella zona laterale, che non permette di limitare ulteriormente le regioni perturbate, diminuendo i valori di rendimento rispetto alla soluzione standard.

In conclusione, le analisi svolte hanno evidenziato che la configurazione dotata del setto V2 garantisce prestazioni complessivamente superiori rispetto all'ETB 140 standard. In particolare, è stato ottenuto un incremento della portata massima, mantenendo buoni valori di pressione statica massima e di rendimento fluidodinamico.

Infatti, le simulazioni hanno mostrato una migliore distribuzione del flusso all'interno del convogliatore e una riduzione delle zone di ricircolo del flusso e delle strutture turbolente presenti nelle sezioni centrali delle configurazioni testate in precedenza. Tuttavia, non sono state risolte alcune criticità nelle zone più esterne, dove sono ancora presenti regioni con elevata turbolenza.

Partendo da questa configurazione, nel paragrafo successivo verrà analizzata l'influenza di tale geometria sulle giranti testate, con l'obiettivo di determinarne il comportamento con le giranti progettate e analizzate precedentemente.

5.7 Analisi delle configurazioni del setto V2 e giranti progettate

Successivamente alle prove sperimentali al banco di portata e le simulazioni CFD condotte separatamente sulle diverse giranti studiate e sulla geometria del setto V2, sono stati realizzati dei test sperimentali con lo scopo di combinare le soluzioni studiate separatamente. In particolare, sono state eseguite una serie di prove combinando il setto V2 con le diverse giranti progettate e caratterizzate in precedenza.

L'obiettivo di questa fase è stato quello di valutare le prestazioni del ventilatore con le due modifiche progettuali adottate contemporaneamente, con la possibilità di ottenere un ulteriore incremento delle prestazioni.

Tutte le prove sono state tutte eseguite tramite il banco di portata, considerando come principali parametri di valutazione la portata massima, la pressione statica massima ed il rendimento fluidodinamico.

I risultati ottenuti dalle prove sperimentali sono riportati nei grafici seguenti (Figure 5.160 - 5.163):

Q [m ³ /h]	Ptot[Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA
0.7	427	427	2823.13	0.16	35.53
182.1	378	373	2825.33	27.58	31.04
298.2	364	350	2821.02	33.25	29.12
354	356	338	2820.67	34.59	28.13
392.5	353	330	2821.28	34.86	27.46
445.5	353	323	2823.91	34.97	26.88
464.7	350	318	2822.39	34.73	26.46
474.9	349	315	2822.37	34.51	26.21
491.6	347	311	2820.43	34.03	25.88
521.6	343	302	2820.52	33.33	25.13
597.4	330	276	2823.85	30.55	22.97
694.8	301	229	2800.77	25.8	19.06
793.7	212	117	2595.89	15.28	9.74
822.6	186	84	2539.81	11.37	6.99
901.1	122	0	2407.67	0	0.00

Tabella 5.16: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF1

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA
16.9	504	504	2820.37	3.83	41.94
174.4	461	457	2827.21	27.85	38.03
327.7	454	437	2822.68	35.2	36.36
376	452	430	2823.15	35.59	35.78
413.1	451	425	2824.39	35.52	35.37
452.1	448	417	2825.52	35.22	34.70
483.3	446	411	2822.71	34.9	34.20
509.9	444	405	2823.14	34.56	33.70
530.1	442	400	2823.18	34.24	33.29
551.6	432	387	2797.09	33.71	32.20
570.4	417	368	2749.81	33.19	30.62
619.7	369	311	2617.83	30.63	25.88
691.5	293	221	2419.43	24.62	18.39
804.8	178	81	2119.98	10.66	6.74
869.8	114	0	1969.87	0	0.00

Tabella 5.17: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF2

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA
13.7	444	444	2824.55	3.12	36.95
234.9	394	386	2822.43	30.6	32.12
328	398	382	2823.03	34.7	31.79
386.3	397	374	2823.17	35.55	31.12
432.5	396	368	2825.43	35.86	30.62
455.3	394	363	2824.24	35.81	30.21
481.1	392	357	2823.57	35.55	29.71
496.9	387	350	2824.94	34.98	29.12
516.7	379	339	2823.69	34.12	28.21
541.3	371	327	2824.22	33	27.21
616.1	362	305	2824.44	31	25.38
694.5	298	226	2673.62	25.62	18.81
791.6	206	112	2458.34	14.65	9.32
818.8	184	84	2404.78	11.39	6.99
895.3	120	0	2252.52	0	0.00

Tabella 5.18: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF3

Q[m ³ /h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA
13.7	477	477	0	3.24	39.69
183.2	452	447	1955.39	30.09	37.20
255.5	424	415	2809.11	32.01	34.53
340.3	417	399	2822.31	34.51	33.20
367.1	414	393	2820.59	35	32.70
447.5	411	380	2822.48	35.02	31.62
492.5	407	371	2821.59	34.41	30.87
514	405	366	2821.91	34.07	30.46
531.6	403	361	2821.65	33.63	30.04
560.2	400	353	2821.58	33.11	29.37
622.9	368	310	2746.92	30.69	25.80
694.2	294	221	2571.19	24.72	18.39
791.4	207	113	2363.85	14.54	9.40
815.9	183	83	2318.97	11.03	6.91
888.1	119	0	2166.92	0	0.00

Tabella 5.19: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF4

Q[m ³ /h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	N [RPM]	FDE	PREVALENZA
0.7	562	562	2823.1	0.16	46.77
185.7	531	526	2830.55	30.83	43.77
273.6	495	484	2820.2	34.19	40.28
342.7	492	475	2822.53	36.03	39.53
390.9	489	466	2823.49	36.53	38.78
447.4	489	459	2821.89	36.43	38.20
486.5	489	454	2824.04	36.13	37.78
517.2	477	436	2794.88	35.55	36.28
530.7	461	419	2756.41	35.14	34.87
555.1	437	391	2696.12	34.41	32.54
571.5	419	370	2644.79	33.64	30.79
619	370	313	2510.57	31.16	26.05
692.9	293	221	2316.26	24.82	18.39
805.8	179	81	2004.66	10.75	6.74
861.4	111	0	1866.04	0	0.00

Tabella 5.20: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante di produzione

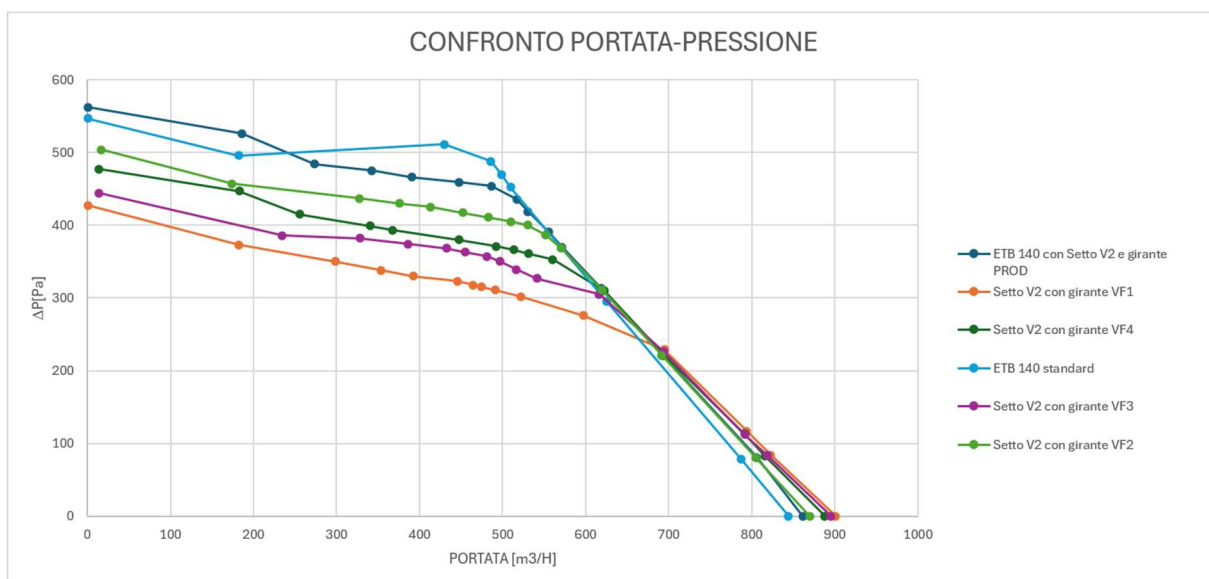


Figura 5.160: Confronto curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

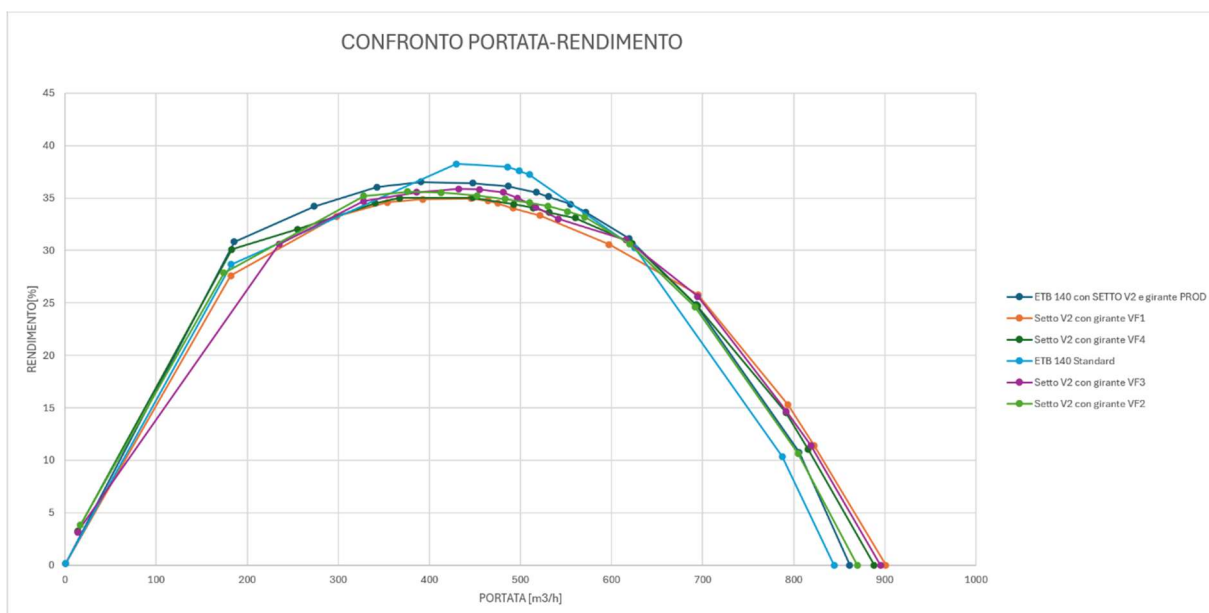


Figura 5.161: Confronto curve Portata- Rendimento fluidodinamico per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

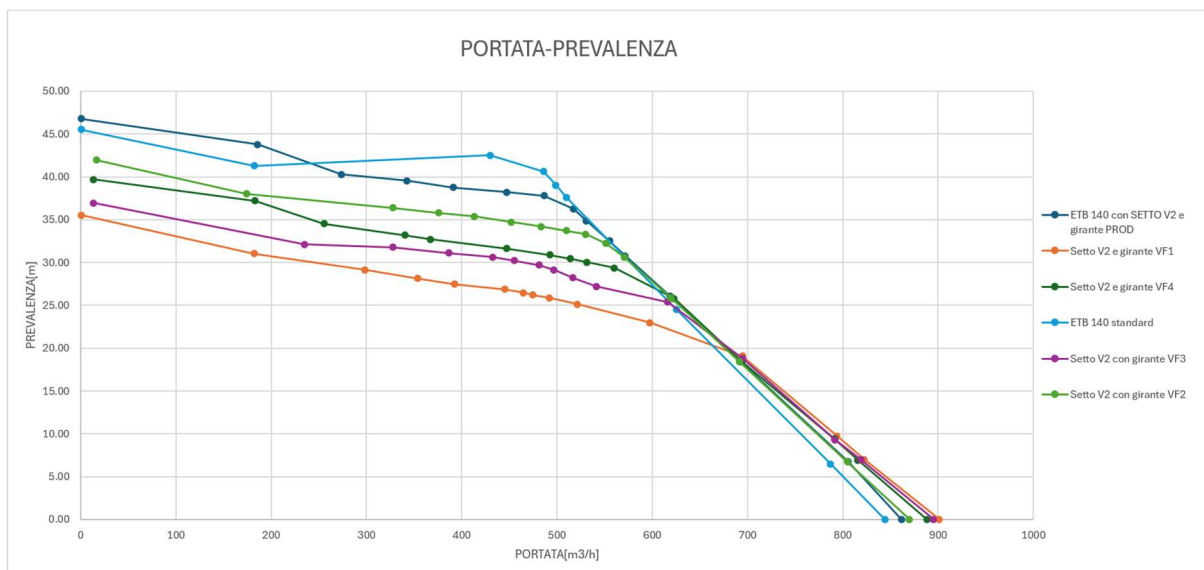


Figura 5.162: Confronto curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

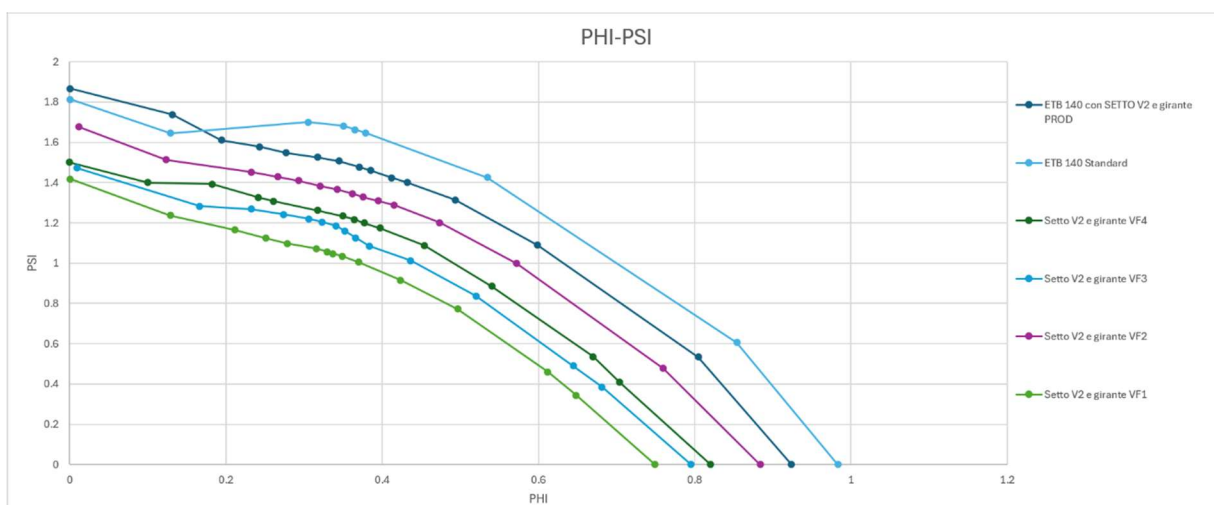


Figura 5.163: Confronto curve adimensionali per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

L'attività di analisi svolta al banco ha evidenziato come il comportamento delle diverse giranti abbinate al convogliatore equipaggiato con il setto V2 è sostanzialmente analogo a quello osservato con il convogliatore di produzione. Nello specifico:

- la configurazione setto V2 - girante VF1 ha registrato la portata massima più elevata, pari a $901.1 \text{ m}^3/\text{h}$. Al contrario, il valore di pressione statica massima si è fermata a 422 Pa;

- la configurazione setto V2 - girante VF2 ha raggiunto una portata massima pari a $869.8 \text{ m}^3/\text{h}$, con un valore di pressione statica pari a 504 Pa;
- la configurazione setto V2 - girante VF3 ha raggiunto una portata massima pari a $895.3 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la pressione statica massima si è fermata a 444 Pa;
- la configurazione setto V2 – girante VF4 ha raggiunto una portata massima pari a $888.1 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la pressione statica massima è stata di 477 Pa;
- infine, la combinazione setto V2 - girante di produzione, già analizzata nel paragrafo precedente, presenta una portata massima di $861.4 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre il dato relativo alla pressione statica massima è di 562 Pa.

Per quanto riguarda il rendimento, è stata osservata una riduzione compresa tra il 2% - 3% per ogni configurazione analizzata. Il valore massimo è stato ottenuto per l'ultima configurazione testata, che ha raggiunto un valore pari al 36.53 %.

Dall'analisi dei grafici relativi alla portata-pressione statica, portata-prevalenza, portata-rendimento e dei parametri adimensionali $\varphi - \psi$, emerge che la configurazione determinata dal setto V2 e dalla girante VF1 risulta la migliore nell'intervallo di portata compreso tra i 700 e i 900 m^3/h . In questo intervallo, i dati di portata e pressione registrati sono superiori rispetto alle altre soluzioni.

Viceversa, nell'intervallo di portate medio-basse, il convogliatore con setto V2 e la girante di produzione registra i valori più alti di pressione statica massima e portata maggiori rispetto alle altre soluzioni. In generale, le configurazioni che generano maggiore portata mantengono tale vantaggio anche nella configurazione combinata, mentre la soluzione V2 con la girante di produzione rappresenta la soluzione migliore quando occorre una migliore capacità di generare pressione statica.

Nel complesso, sulla base dei dati ottenuti per portata, pressione statica e rendimento fluidodinamico, la soluzione setto V2 con la girante di produzione risulta la scelta più equilibrata tra tutte le configurazioni testate.

5.8 Validazione sperimentale mediante prove in cappa

In seguito alla campagna sperimentale svolta sulle singole giranti, sul convogliatore con il setto V2 e sulle soluzioni combinate, sono stati realizzati ulteriori test al banco prova, installando tutte queste configurazioni all'interno di una cappa attualmente in produzione.

L'obiettivo di questa nuova serie di prove è stato quello di valutare le prestazioni delle diverse soluzioni in condizioni simili all'impiego reale. Per ottenere un confronto

significativo, è stato adottato un modello di cappa equipaggiato con il ventilatore centrifugo ETB 140 e il motore brushless, considerati come configurazione di partenza dell'intero lavoro, e dotato di filtro grassi. Nello specifico, la cappa scelta per questa fase sperimentale è stata il modello Kitty (Figura 5.164).



Figura 5.164: Cappa "Kitty" utilizzata per la validazione al banco prova

Le prove, quindi, hanno preso in considerazione le seguenti configurazioni:

- il convogliatore ETB 140 standard combinato con le diverse giranti progettate;
- il convogliatore ETB 140 con setto V2 e la girante di produzione;
- il convogliatore ETB 140 con setto V2 combinato con le diverse giranti progettate.

Le prove sono state eseguite mediante il banco di portata, considerando come principali parametri di valutazione la portata massima, la pressione statica massima ed il rendimento fluidodinamico. Inoltre, come ulteriore criterio di confronto, sono state considerate anche le curve utilizzate nei paragrafi precedenti.

Prima di analizzare le diverse prove, è stato eseguito un test al banco prova della cappa Kitty in condizioni standard, con il convogliatore di produzione. I risultati ottenuti sono riportati in seguito:

Q [m ³ /h]	P _{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
19,6	547	547	4,8	45,52
227,6	485	477	33,21	39,69
284,6	487	474	36,03	39,44
343,5	479	462	36,64	38,44
388,3	472	449	36,14	37,36
421,7	465	438	35,31	36,45
446,8	459	428	34,45	35,62
480,3	457	423	34,12	35,20
507,2	448	410	33,14	34,12
520,9	434	393	32,29	32,70
538,1	410	366	31,14	30,46
552,4	390	344	30,15	28,63
592,9	325	272	25,91	22,63
656,1	226	162	17,2	13,48
714,9	138	61	7,13	5,08
751,1	84	0	0	0,00

Tabella 5.21: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty in condizioni standard

Si osserva che la portata massima raggiunta è pari a 751.1 m³/h, mentre i valori della pressione statica massima e la prevalenza corrispondono rispettivamente a 547 Pa e a 45.52 m. Infine, l'efficienza fluidodinamica corrisponde al 36.64%, in corrispondenza di una portata di 343.5 m³/h.

5.8.1 Validazione delle giranti con la cappa Kitty

I primi test effettuati mediante la cappa Kitty hanno preso in considerazione le prestazioni delle diverse giranti progettate e analizzate nei paragrafi precedenti, con il convogliatore di produzione. In particolare, i risultati ottenuti dalle prove al banco realizzate sono i seguenti (Figure 5.165 – 5.167):

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
13,8	415	415	3,3	34,53
235,8	364	355	32,52	29,54
266,8	360	349	33,63	29,04
291,3	358	345	34,17	28,71
329,4	349	332	34,13	27,63
358,4	343	323	33,81	26,88
389,6	337	314	33,48	26,13
407	334	309	33,18	25,71
426,4	330	303	32,69	25,21
438,9	327	298	32,21	24,80
450,2	324	294	31,78	24,46
471	318	285	30,82	23,72
497,9	308	271	29,4	22,55
565,7	281	233	25,32	19,39
657,5	228	164	17,72	13,65
721,3	143	65	7,69	5,41
761,5	84	0	0	0,00

Tabella 5.22: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF1

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
13,8	499	499	3,37	41,52
224,9	443	435	32,82	36,20
310	440	426	35,72	35,45
378,9	430	408	35,11	33,95
422,3	417	391	34	32,54
465,8	416	384	33,5	31,95
489,9	410	374	32,36	31,12
511,4	405	366	31,55	30,46
531,1	399	357	30,6	29,71
551,3	385	340	29,38	28,29
592,3	324	271	25,33	22,55
655,5	225	161	16,86	13,40
711,2	139	63	7,22	5,24
749,3	84	0	0	0,00

Tabella 5.23: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF2

Q [m³/h]	P_{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
16,9	439	439	3,9	36,53
272,1	370	359	31,48	29,87
333,9	357	340	32,34	28,29
359,9	352	332	32,38	27,63
363,8	351	331	32,35	27,54
396	344	320	31,91	26,63
425,7	335	308	31,21	25,63
439,8	332	303	30,95	25,21
454,6	328	297	30,47	24,71
473,7	322	288	29,61	23,97
501,4	312	274	28,27	22,80
568,4	288	239	24,7	19,89
658,2	230	165	17,61	13,73
730	147	67	8,03	5,58
779,1	91	0	0	0,00

Tabella 5.24: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF3

Q[m³/h]	P_{tot} [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
0,7	478	478	0,17	39,78
266,7	415	404	33,26	33,62
345,5	406	388	34,48	32,29
408	395	370	33,68	30,79
447,3	389	358	32,76	29,79
466,9	382	350	32,03	29,12
484,8	377	342	31,27	28,46
510,7	370	330	29,99	27,46
534,3	360	318	28,94	26,46
592	327	274	25,49	22,80
658,7	229	165	17,33	13,73
722,7	143	65	7,54	5,41
765,5	87	0	0	0,00

Tabella 5.25: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF4

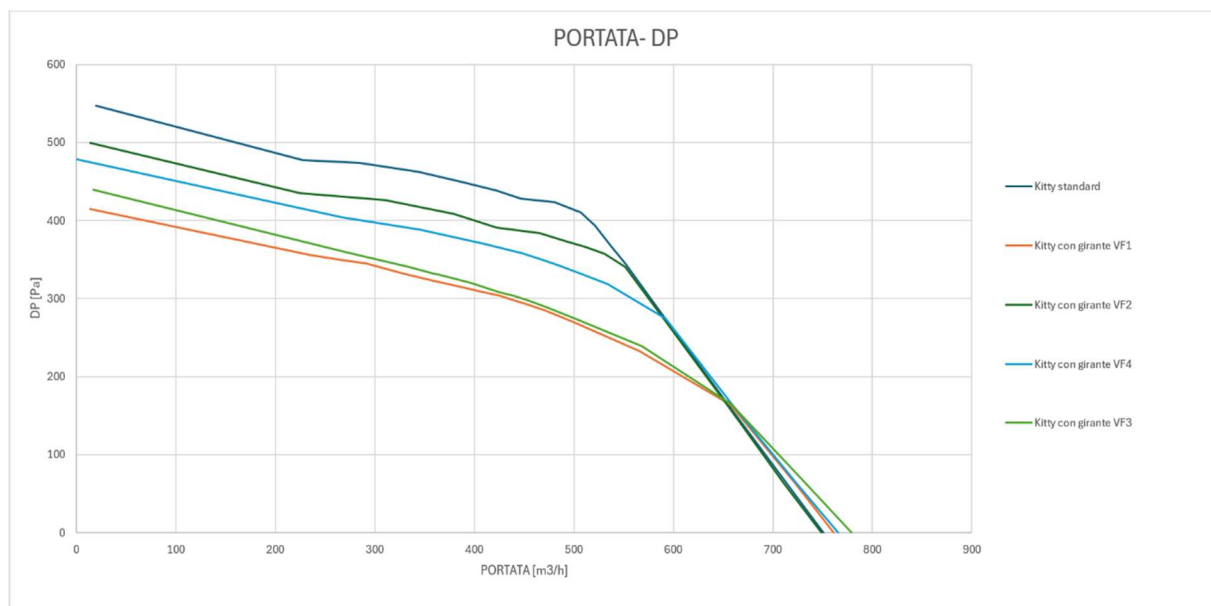


Figura 5.165: Confronto curve Portata- Pressione Statica per Kitty con le diverse giranti

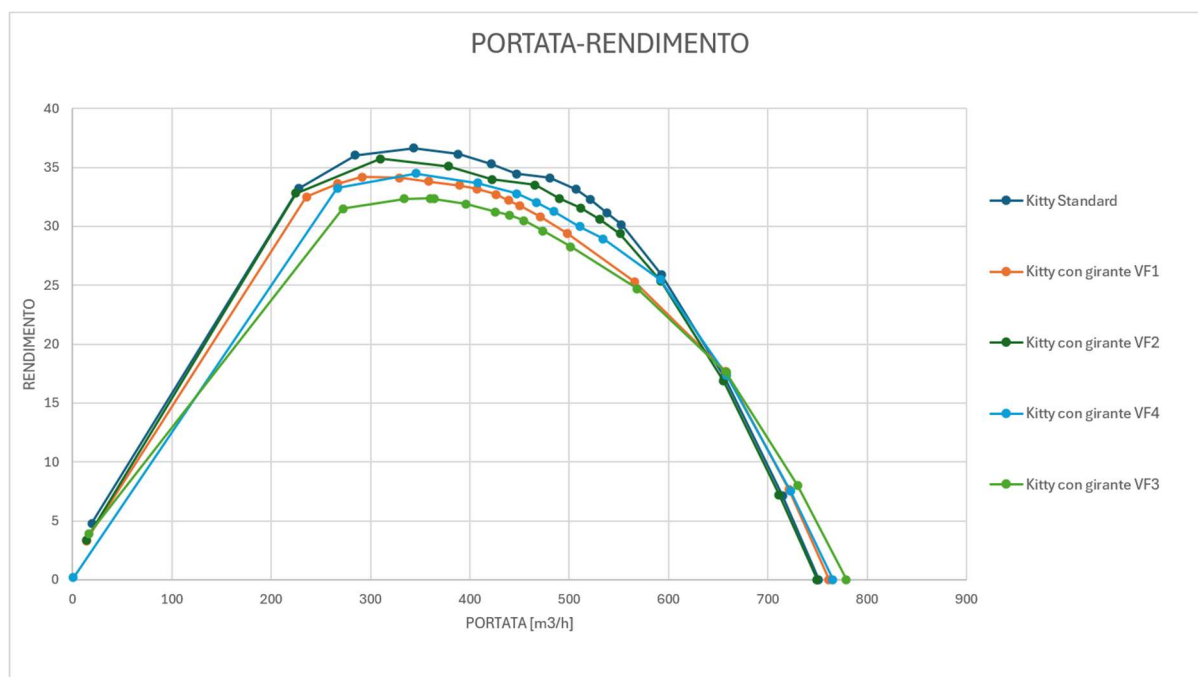


Figura 5.166: Confronto curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per Kitty con le diverse giranti

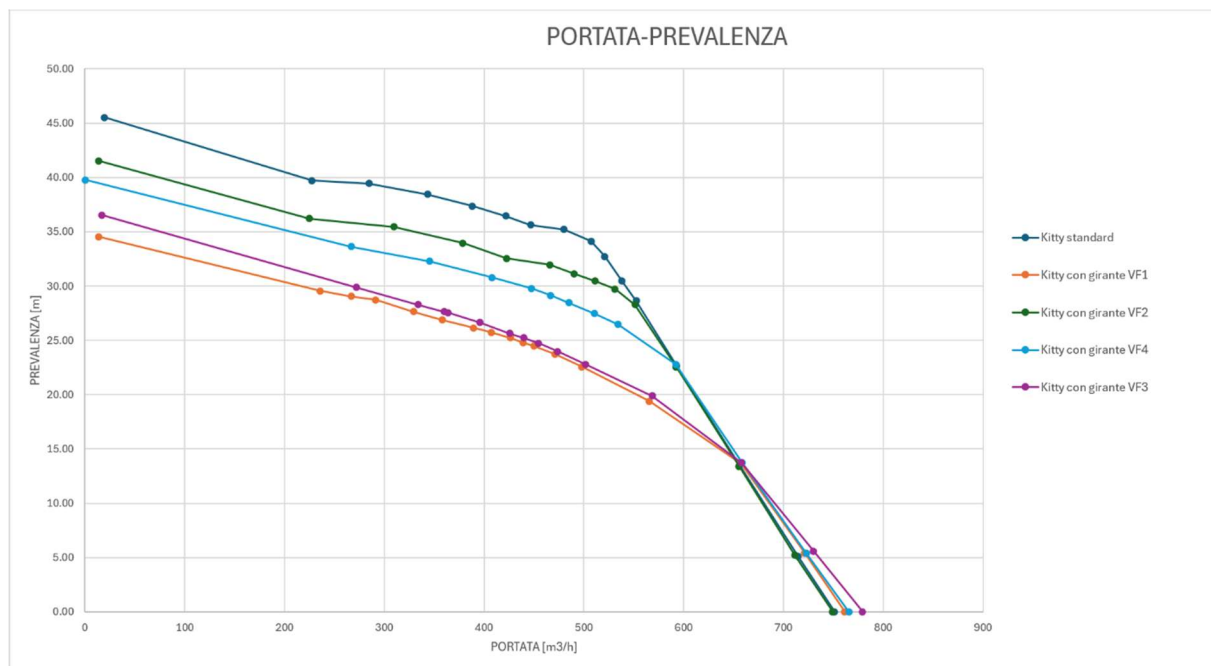


Figura 5.167: Confronto curve Portata- Prevalenza per Kitty con le diverse giranti

Dall'analisi delle prove sperimentali, è emerso che:

- la configurazione convogliatore di produzione - girante VF1 ha registrato un valore di portata massima pari a $761.5 \text{ m}^3/\text{h}$. Al contrario, il valore di pressione statica massima raggiunto è di 415 Pa. Inoltre, il valore di rendimento fluidodinamico massimo è del 34.17%;
- la configurazione convogliatore di produzione - girante VF2 ha raggiunto una portata massima pari a $749.3 \text{ m}^3/\text{h}$, con un valore di pressione statica pari a 499 Pa. Il valore del rendimento fluidodinamico massimo è del 35.72%;
- la configurazione convogliatore di produzione - girante VF3 ha raggiunto una portata massima pari a $779.1 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la pressione statica massima raggiunta è pari a 439 Pa. Il valore del rendimento fluidodinamico massimo è arrivato al 32.38%;
- infine, la configurazione convogliatore di produzione – girante VF4 ha raggiunto una portata massima pari a $765.5 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la pressione statica massima è stata di 478 Pa. Il valore del rendimento fluidodinamico massimo è del 34.48%.

Le prove svolte hanno evidenziato che il comportamento delle diverse giranti abbinate al convogliatore di produzione è analogo a quello osservato negli studi precedenti. In generale, i test effettuati hanno evidenziato una riduzione del rendimento fluidodinamico, compresa tra il 2% ed il 4% rispetto alle configurazioni testate con il solo convogliatore.

Inoltre, i valori di portata massima ottenuti risultano inferiori rispetto alle configurazioni prive della cappa, con una riduzione compresa tra gli 80 e i 100 m^3/h .

Dall'analisi dei grafici relativi alla portata-pressione statica, portata-prevalenza, portata-rendimento, emerge che la configurazione determinata dal convogliatore di produzione e dalla girante VF3 risulta la migliore nell'intervallo di portata compreso tra i 650 e gli 800 m^3/h . In tale intervallo, i dati di portata e pressione registrati sono superiori rispetto alle altre soluzioni.

Diversamente, nell'intervallo compreso tra i 650 e 0 m^3/h , il convogliatore completo di produzione risulta la configurazione più equilibrata, considerando tutti i grafici utilizzati per il confronto.

5.8.2 Validazione configurazioni V2-giranti con la cappa Kitty

Successivamente ai test effettuati sulle giranti tramite la cappa Kitty, sono state svolte analisi analoghe, prendendo in considerazione le configurazioni setto V2-giranti testate precedentemente. L'unica differenza rispetto alle prove descritte nel paragrafo precedente è stata l'adozione del convogliatore prototipo, dotato del setto V2, installato all'interno della cappa Kitty dotata con il filtro grassi.

I risultati ottenuti dalle prove sperimentali al banco sono i seguenti (Figure 5.168 – 5.170:

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
0,7	554	554	0,16	46,10
267,8	477	466	33,14	38,78
343,2	464	447	34,15	37,20
378,9	456	434	33,86	36,11
426,9	445	418	33,09	34,78
459,8	439	406	32,57	33,78
492,9	430	394	31,71	32,79
518,4	415	374	30,57	31,12
530,1	398	356	29,73	29,62
547,8	379	334	28,89	27,79
588,7	320	268	25,14	22,30
655,2	225	161	17	13,40
719	143	65	7,6	5,41
760,9	87	0	0	0,00

Tabella 5.26: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante standard

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
16,9	417	417	3,82	34,70
129,8	385	383	23,25	31,87
156,6	370	366	25,35	30,46
261	346	336	31,03	27,96
305,1	339	325	31,99	27,04
350,5	327	308	32,11	25,63
397,3	316	293	31,64	24,38
423,2	310	283	30,78	23,55
440,5	305	276	30,26	22,97
455,6	299	268	29,57	22,30
483,3	289	254	28,27	21,14
554,6	266	219	24,77	18,22
653,4	217	153	17,28	12,73
740,7	151	69	8,24	5,74
787,5	92	0	0	0,00

Tabella 5.27: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF1

Q [m ³ /h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
21,8	509	509	5,03	42,36
171,3	473	469	29,44	39,03
216	451	443	31,64	36,86
258,5	434	424	32,81	35,28
309	427	413	33,73	34,37
327	424	408	33,81	33,95
373	417	396	33,66	32,95
415,9	411	385	33,34	32,04
452,8	401	371	32,38	30,87
476,1	393	359	31,42	29,87
498,7	386	349	30,64	29,04
516,6	380	340	29,9	28,29
540	369	325	28,74	27,04
586,1	314	263	25,31	21,89
653,8	220	157	17,07	13,06
718,1	141	65	7,82	5,41
760,4	86	0	0	0,00

Tabella 5.28: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF2

Q [m ³ /h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
16,9	439	439	3,9	36,53
272,1	370	359	31,48	29,87
333,9	357	340	32,34	28,29
359,9	352	332	32,38	27,63
363,8	351	331	32,35	27,54
396	344	320	31,91	26,63
425,7	335	308	31,21	25,63
439,8	332	303	30,95	25,21
454,6	328	297	30,47	24,71
473,7	322	288	29,61	23,97
501,4	312	274	28,27	22,80
568,4	288	239	24,7	19,89
658,2	230	165	17,61	13,73
730	147	67	8,03	5,58
779,1	91	0	0	0,00

Tabella 5.29: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF3

Q [m³/h]	Ptot [Pa]	ΔP [Pa]	FDE	PREVALENZA
16,8	468	468	3,76	38,94
177,7	435	430	28,19	35,78
244,4	406	397	30,28	33,04
303,9	395	381	31,94	31,70
345,2	386	368	32,31	30,62
379,2	378	357	32,2	29,71
421,2	369	343	31,62	28,54
453,9	361	330	30,73	27,46
476,1	354	320	29,99	26,63
494,4	349	312	29,31	25,96
519,6	338	298	27,98	24,80
585,4	313	261	24,92	21,72
656,6	227	162	17,45	13,48
726,1	145	66	7,91	5,49
776	90	0	0	0,00

Tabella 5.30: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF4

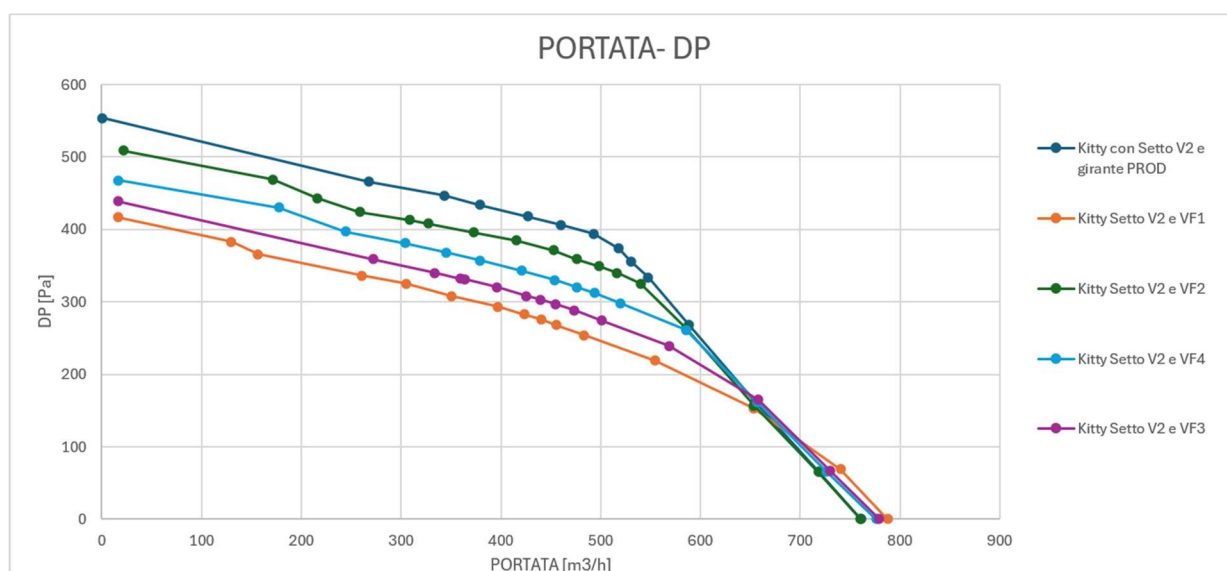


Figura 5.168: Confronto curve Portata- Pressione Statica per Kitty con Setto V2 e con le diverse giranti

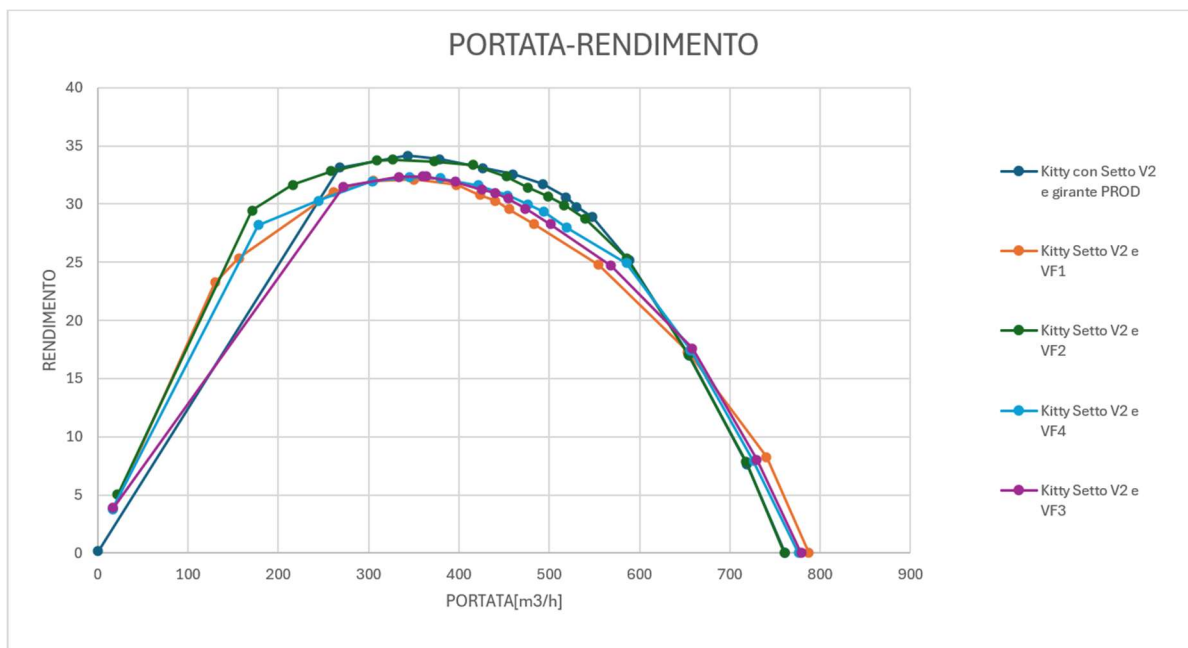


Figura 5.169: Confronto curve Portata-Rendimento Fluidodinamico per Kitty con Setto V2 e con le diverse giranti

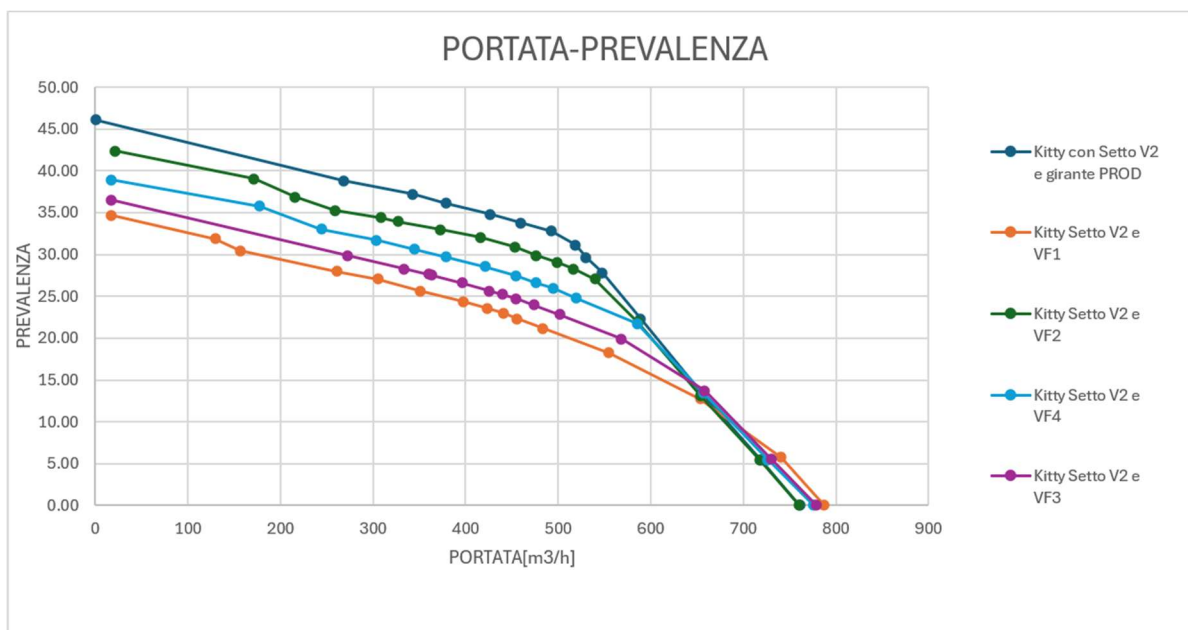


Figura 5.170: Confronto curve Portata- Prevalenza per Kitty con Setto V2 e con le diverse giranti

Osservando i dati sperimentali, è emerso che:

- la configurazione setto V2 – girante di produzione ha registrato un valore di portata massima pari a $760.9 \text{ m}^3/\text{h}$. Al contrario, il valore di pressione statica massima è stato pari a 554 Pa. Inoltre, il valore di rendimento fluidodinamico massimo è del 34.15%;
- la configurazione setto V2 - girante VF1 ha registrato un valore di portata massima pari a $787.5 \text{ m}^3/\text{h}$. Al contrario, il valore di pressione statica massima si è fermato a 417 Pa. Inoltre, il valore di rendimento fluidodinamico massimo è del 32.11%;
- la configurazione setto V2 - girante VF2 ha raggiunto una portata massima pari a $760.4 \text{ m}^3/\text{h}$, con un valore di pressione statica pari a 509 Pa. Il valore del rendimento fluidodinamico massimo è del 33.81%;
- la configurazione setto V2 - girante VF3 ha raggiunto una portata massima pari a $779.1 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la pressione statica massima si è fermata a 439 Pa. Il valore del rendimento fluidodinamico massimo è arrivato al 32.38%;
- infine, la configurazione setto V2 – girante VF4 ha raggiunto una portata massima pari a $766 \text{ m}^3/\text{h}$, mentre la pressione statica massima è stata di 468 Pa. Il valore del rendimento fluidodinamico massimo è del 32.31%.

Analogamente a quanto osservato per i test precedenti, le prove sperimentali hanno evidenziato che il comportamento del convogliatore dotato del setto V2, abbinato alle diverse giranti, risulta analogo a quello osservato negli studi precedenti. In generale, le prove hanno evidenziato una riduzione del rendimento fluidodinamico, compresa tra il 2% ed il 4% rispetto alle configurazioni testate con il solo convogliatore V2. Inoltre, i dati relativi alla portata sono inferiori rispetto alle soluzioni prive di cappa e filtro grassi, con una riduzione compresa tra 80 e $100 \text{ m}^3/\text{h}$.

In seguito, osservando i grafici per confrontare le prestazioni tra le configurazioni analizzate, emerge che la configurazione determinata dal convogliatore di produzione e dalla girante VF1 risulta la migliore nell'intervallo di portata compreso tra i 650 e gli $800 \text{ m}^3/\text{h}$.

Diversamente, nell'intervallo di portata compreso tra i 650 e $0 \text{ m}^3/\text{h}$, la configurazione dotata di convogliatore con setto V2 e la girante di produzione risulta la più equilibrata, considerando tutti i grafici utilizzati per il confronto.

In generale, dall'analisi dei risultati ottenuti dal confronto tra tutte le soluzioni testate mediante la cappa Kitty, si può affermare che l'abbinamento determinato dal convogliatore con il setto V2 e la girante di produzione rappresenta la soluzione più equilibrata tra quelli considerati. Tale scelta è motivata dal fatto che questa configurazione, pur non garantendo l'incremento di portata maggiore, sia nelle prove con il solo convogliatore sia in cappa, presenta valori di pressione statica e prevalenza superiori e più stabili rispetto alle altre soluzioni, mantenendo prestazioni soddisfacenti nell'intero campo operativo.

Inoltre, i risultati ottenuti confermano le tendenze osservate nelle analisi precedenti, validando sperimentalmente la configurazione del convogliatore con il setto V2 e la girante di produzione.

CAPITOLO 6: CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

L'obiettivo del lavoro di tesi è stato quello di analizzare e migliorare le prestazioni fluidodinamiche del convogliatore ETB 140, al fine di incrementare i parametri di portata massima, pressione statica massima e il rendimento fluidodinamico. In particolare, lo studio si è concentrato sull'analisi di due componenti fondamentali all'interno del sistema: la girante ed il setto.

Per la girante, sono state sviluppate diverse configurazioni, in modo tale da rispettare gli obiettivi prefissati. In generale, i risultati ottenuti, hanno evidenziato che le modifiche introdotte hanno comportato variazioni significative della portata massima, ma hanno compromesso i valori di pressione statica e rendimento, ritenuti eccessivamente bassi.

Parallelamente, è stata sviluppata una nuova configurazione per il setto, denominata V2, con l'obiettivo di ottimizzare il flusso all'interno del convogliatore ed incrementarne le prestazioni. Le analisi effettuate hanno determinato che tale modifica ha mostrato benefici superiori rispetto alla configurazione di riferimento e alle modifiche delle giranti.

Successivamente, le soluzioni studiate individualmente sono state valutate anche in combinazione, al fine di determinarne l'interazione ed una potenziale nuova configurazione in grado di soddisfare gli obiettivi prefissati.

Dall'analisi dei test effettuati, è emerso che la soluzione ottimale è costituita dal convogliatore con il setto V2 e la girante di produzione. Tale configurazione ha garantito un aumento della portata massima del 2.03%, mentre la pressione statica e la prevalenza rispettivamente del 2,74% e del 2,75% rispetto alla soluzione di partenza. Nonostante un decremento del picco di rendimento fluidodinamico pari al 1.72%, la curva di efficienza fluidodinamica si è rivelata la più costante su tutta la zona di interesse. Inoltre, tale soluzione ha permesso di migliorare l'interazione del flusso con il setto e la gestione delle turbolenze nella sezione centrale e laterale del convogliatore.

Tale risultato ha evidenziato come l'influenza del setto possa avere impatti più significativi rispetto alle modifiche a una girante, risultata meno controllabile dal punto di vista della scelta dei parametri.

In conclusione, il lavoro svolto ha permesso una maggiore comprensione dei fenomeni fluidodinamici che si verificano all'interno di un ventilatore centrifugo e di individuare possibili soluzioni progettuali da perseguire per il suo miglioramento. Tali risultati costituiscono una base per futuri sviluppi, in quanto una maggiore comprensione della

geometria del setto e un'ottimizzazione dei processi di progettazione e simulazione potranno determinare benefici ulteriori al caso studiato e aumentare le possibilità di raggiungere definitivamente gli obiettivi prefissati, ovvero incrementare la portata massima, garantire buoni valori di pressione statica e rendimento fluidodinamico pari al convogliatore di dimensioni maggiori.

RINGRAZIAMENTI

Al termine di questo percorso di studi, voglio rivolgere un ringraziamento a tutte le persone che mi hanno supportato e che hanno reso possibile il raggiungimento di questo importante traguardo.

Innanzitutto, voglio ringraziare il Prof. Renato Ricci, per avermi guidato nella realizzazione di questa tesi e per avermi trasmesso con la sua conoscenza e le sue nozioni la passione verso l'aerodinamica.

Ringrazio il mio tutor aziendale, l'Ing. Renzo Mulattieri, e tutto il gruppo di Elica S.p.A., per l'accoglienza e per avermi fornito gli strumenti, le conoscenze ed il supporto necessari per lo sviluppo di questa tesi.

In seguito, voglio ringraziare coloro che mi hanno permesso di essere qui e senza il quale non sarei la persona che sono ora: mia mamma Rosa, mio papà Saverio, le mie sorelline Alessandra e Francesca e tutti i miei parenti, presenti e non. Senza di voi non avrei avuto l'opportunità di realizzare il sogno di diventare un Ingegnere e di diventare una persona migliore giorno dopo giorno, affrontando tutte le paure e tutte le difficoltà durante questo lungo percorso.

Ringrazio la mia ragazza, la mia Cate, che mi sopporta e supporta da tanti anni oramai. Grazie a te sono riuscito a superare tanti ostacoli e tante paure che limitavano il mio essere me stesso e tutte le mie potenzialità. Te ne sarò per sempre grato.

Ringrazio poi tutti i coinquilini con cui ho passato questi anni di università e con cui ho vissuto momenti bellissimi e divertentissimi: Simone, Giuseppe, Pasquale, Riccardo ed Elisa. Vi ringrazio per avermi non avermi lasciato solo durante questo percorso e per aver affrontato con me quest'esperienza.

Ringrazio tutti i miei amici, quelli di sempre e quelli conosciuti durante tutto il mio percorso universitario. Con voi ho vissuto momenti fantastici ed esperienze che porterò sempre nel cuore. Siete gli amici migliori che potessi desiderare e spero di condividere ancora tanti momenti insieme a voi.

Infine, voglio congratularmi con me stesso. Sono stati anni lunghi e difficili e molte volte ho dubitato di me stesso e delle mie capacità. Ma nonostante tutto ho imparato ad affrontare tutti i problemi di questo difficile percorso ed andare avanti a testa alta e non mollando mai, in modo tale da raggiungere tutti i miei obiettivi e i miei sogni.

Vincenzo Frascaria

BIBLIOGRAFIA

[1] Elica S.p.A

[2] ANSA: https://www.ansa.it/marche/notizie/2026/02/13/elica-chiude-il-2025-con-ricavi-a-460-milioni-19-sul-2024_eea762c1-504b-4264-8129-c708d11c8bbb.html#:~:text=Il%20contributo%20dei%20nuovi%20prodotti%20cooking%20%C3%A8,presidente%20esecutivo%20Francesco%20Casoli%2C%20secondo%20cui%20le

[3] Cipriani, E. (2015). Sviluppo di una interfaccia utente touch su acciaio.

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Elettronica, Università Politecnica delle Marche.

[4] Langiano, A. (2020). Analisi delle prestazioni di un ventilatore centrifugo sulla base del quadro normativo per il risparmio energetico.

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica, Università Politecnica delle Marche.

[5] Eck, B (1973) . FANS: Design and operation of centrifugal,axial-flow and cross-flow fans. Pergamon Press

[6] Bleier, F.P (1998). FAN Handbook: Selection, application and design. McGraw-Hill

[7] https://it.wikipedia.org/wiki/Modellazione_della_turbolenza

[8] Frascaria V. (2023) . Analisi numerica di sidepod ad alta deportanza per autovettura Formula Sae.

Tesi di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica, Università Politecnica delle Marche

[9] <https://e-cooling.de/en/3d-cfd-mesh.htm>

[10] Norma Internazionale IEC 61591/2019. Cooking fume extractors: Methods for measuring performance

[11] Norma Internazionale AMCA 210. Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamics Performance Rating

[12] <https://www.hvi.org/hvi-certified-products-directory/>

[13] Elica S.p.A. Documentazione interna relativa alle prove al banco di portata (2026)

INDICE DELLE FIGURE

Figura 13.1: Ermanno Casoli

Figura 1.14: Elica nel mondo

Figura 1.15: Elica Propulsion Laboratory (EPL)

Figura 1.16: Cappa ad aspirazione naturale e forzata

Figura 1.17: Tipologie di installazione per cappe

Figura 1.18: Differenza tra cappa aspirante (a destra) e cappa filtrante (a sinistra)

Figura 1.19: Esploso di una cappa aspirante moderna

Figura 1.20: Filtro grassi

Figura 1.21: Filtro odori

Figura 2.1: Esempio di ventilatore assiale [Fonte: Faet.it]

Figura 2.2: Esempio di ventilatore centrifugo [Fonte: www.ebmpapst.com]

Figura 2.3: Esempio di curva caratteristica per un ventilatore centrifugo

Figura 2.4: Convogliatore centrifugo

Figura 2.5: La girante

Figura 2.6: Girante con pale curvate in avanti

Figura 2.7: Girante con pale curvate all'indietro

Figura 2.8: Girante con pale radiali

Figura 2.9: Curve caratteristiche per le giranti citate

Figura 2.10: Esempio di triangoli di velocità per le diverse tipologie di pale

Figura 2.11: Componenti dei triangoli di velocità considerate

Figura 2.12: Contributi di pressione statica, pressione dinamica e pressione totale

Figura 2.13: Fenomeno della circolazione relativa

Figura 2.14: Variazione delle caratteristiche del ventilatore in base alla variazione tra portata e pressione

Figura 3.2: Componenti della tensione per il volume fluido

Figura 3.3: Componenti della tensione considerate lungo l'asse x

Figura 3.4: Flussi di calore considerati per l'elemento fluido

Figura 3.5: Variazione del regime di moto in base al numero di Reynolds

Figura 3.6: Mesh body fitted

Figura 3.7: Mesh a griglia cartesiana

Figura 4.1: Banco di portata installato presso l'EPL

Figura 4.2: Primo settore del banco di portata

Figura 4.3: Secondo settore del banco di portata

Figura 4.4: Terzo settore del banco di portata

Figura 4.5: Quarto settore del banco di portata

Figura 4.6: Schema del banco di portata secondo la norma IEC 61591:2019

Figura 4.7: Tubo IEC utilizzato per i test effettuati al banco di portata

Figura 4.8: Tachimetro digitale per la lettura del numero di giri

Figura 4.9: Pagina iniziale per impostare la prova al banco di portata

Figura 4.10: Pagina secondaria dedicata al controllo del banco

Figura 5.1: Ventilatore centrifugo ETB 140

Figura 5.2: Ventilatore centrifugo ETB 160

Figura 5.3: Vista superiore della girante di partenza

Figura 5.4: Vista laterale della girante di partenza

Figura 5.5: Motore considerato per i ventilatori centrifughi

Figura 5.6: Vista laterale del supporto motore

Figura 5.7: Vista superiore del supporto motore

Figura 5.8: Vista laterale del convogliatore ETB 140

Figura 5.9: Vista frontale del convogliatore ETB 140

Figura 5.22: Vista laterale del convogliatore ETB 160

Figura 5.23: Vista frontale del convogliatore ETB 160

Figura 5.24: Curve di Portata-Pressione Statica per ETB 140 e ETB 160

Figura 5.14: Curve di Portata-Prevalenza per ETB 140 e ETB 160

Figura 5.15: Curve di Portata-Rendimento fluidodinamico per ETB 140 e ETB 160

Figura 5.16: Curve relative ai parametri adimensionali per ETB 140 e ETB 160

Figura 5.17: Modello CAD della girante di produzione

Figura 5.18: Modello CAD del convogliatore ETB 140

Figura 5.19: Modello CAD del supporto motore

Figura 5.20: Volume fluido per lo statore

Figura 5.21: Sezione laterale del volume fluido relativo allo statore

Figura 5.22: Sezione posteriore del volume fluido relativo allo statore

Figura 5.23: Vista superiore e sezione della girante considerata per il rotore

Figura 5.24: Volume fluido relativo al rotore

Figura 5.25: Impostazioni per la generazione della mesh applicate in Ansys Fluent

Figura 5.26: Impostazione dello skewness per migliorare la mesh ottenuta

Figura 5.27: Impostazioni utilizzate per generare la mesh volumetrica

Figura 5.28: Mesh volumetrica finale

Figura 5.29: Mesh in prossimità del convogliatore

Figura 5.30: Mesh realizzata in prossimità del rotore

Figura 5.31: Mesh ottenuta in prossimità delle pale

Figura 5.32: Funzione `m_flow` utilizzata per impostare la portata in Outlet

Figura 5.33: Funzione RPM utilizzata per controllare la rotazione della girante

Figura 5.34: Confronto tra i risultati ottenuti al banco e la simulazione per l'ETB 140

Figura 5.35: Campo di pressione relativo all'intero volume fluido

Figura 5.36: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 182.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.37: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 430 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.38: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 510.8 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.39: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 625 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.40: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 844 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.41: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 182.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.42: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 430 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.43: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 511 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.44: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 625 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.45: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 844 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.46: Campi vettoriali per le diverse portate

Figura 5.47: Metodo dell'arco singolo per il disegno della pala

Figura 5.48: Dati in ingresso considerati per la girante VF1

Figura 5.49: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF1

Figura 5.50: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF1

Figura 5.51: Vista frontale della girante VF1

Figura 5.52: Vista laterale della girante VF1

Figura 5.53: Curve Portata-Pressione Statica per ETB 140 e ETB 140 con VF1

Figura 5.54: Curve Portata-Prevalenza per ETB 140 e ETB 140 con VF1

Figura 5.55: Curve Portata-Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 e ETB 140 con VF1

Figura 5.56: Curve adimensionali per ETB 140 e ETB 140 con VF1

Figura 5.57: Campo di pressione relativo all'intero volume fluido con la girante VF1

Figura 5.58: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 217.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.59: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 425.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.60: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 506.7 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.61: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 658.8 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.62: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 863.2 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.63: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 217.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.64: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 425.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.65: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 506.7 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.66: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 658.8 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.67: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 863.2 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.68: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF1

Figura 5.69: Dati in ingresso considerati per la girante VF

Figura 5.70: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF2

Figura 5.71: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF2

Figura 5.72: Girante VF2

Figura 5.73: Curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

Figura 5.74: Curve Portata- Rendimento fluidodinamico per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

Figura 5.75: Curve Portata-Prevalenza per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

Figura 5.76: Curve adimensionali per ETB 140 con VF2 e soluzioni precedenti

Figura 5.77: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 232.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.78: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 437.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.79: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 527.4 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.80: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 622.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.81: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 840.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.82: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 232.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.83: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 437.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.84: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 527.4 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.85: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 622.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.86: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 840.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.87: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF2

Figura 5.88: Dati in ingresso considerati per la girante VF3

Figura 5.89: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF3

Figura 5.90: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF3

Figura 5.91: Girante VF3

Figura 5.92: Curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

Figura 5.93: Curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

Figura 5.94: Curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

Figura 5.95: Curve adimensionali per ETB 140 con VF3 e soluzioni precedenti

Figura 5.95: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.96: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 420.7 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.97: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 537.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.98: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 695.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.99: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 868.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.100: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.101: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 420.7 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.102: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 537.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.103: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 695.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.104: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 868.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.105: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF3

Figura 5.106: Dati in ingresso considerati per la girante VF4

Figura 5.107: Valori dei triangoli di velocità ottenuti per la girante VF4

Figura 5.108: Raggio di curvatura ottenuto per la girante VF3

Figura 5.109: Girante VF4

Figura 5.110: Curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

Figura 5.111: Curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

Figura 5.112: Curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

Figura 5.113: Curve adimensionali per ETB 140 con VF4 e soluzioni precedenti

Figura 5.114: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 295.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.115: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 427.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.116: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 528.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.117: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 694.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.118: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 864.9 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.119: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 295.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.120: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 427.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.121: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 528.3 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.122: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 694.1 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.123: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 864.9 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.124: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con girante VF4

Figura 5.125: Setto (o Cut-off), presente nel convogliatore ETB 140

Figura 5.126: Modello 3D dell'ETB 140 senza setto

Figura 5.127: Stampa 3D dell'ETB 140 senza setto

Figura 5.128: Confronto curve Portata- Pressione statica per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

Figura 5.129: Confronto curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

Figura 5.130: Confronto curve Portata- Prevalenza per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

Figura 5.131: Confronto curve adimensionali per ETB 140 senza setto e ETB 140 standard

Figura 5.132: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 169 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.133: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 467 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.134: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 520 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.135: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 660 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.136: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 798 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.137: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 169 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.138: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 467 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.139: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 520 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.140: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 660 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.141: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 798 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.142: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 senza setto

Figura 5.143: Modello CAD del setto V2

Figura 5.144: Stampa 3D del setto V2

Figura 5.145: Confronto curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

Figura 5.146: Confronto curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

Figura 5.147: Confronto curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

Figura 5.148: Confronto curve adimensionali per ETB 140 con SETTO V2 e ETB 140 standard

Figura 5.149: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 273.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.150: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 486.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.151: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 571.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.152: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 692.9 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.153: Campi di pressione per le diverse sezioni a $Q = 861.4 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.154: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 273.6 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.155: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 486.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.156: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 571.5 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.157: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 692.9 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.158: Campi di velocità per le diverse sezioni a $Q = 861.4 \text{ m}^3/\text{h}$

Figura 5.159: Campi vettoriali per le diverse sezioni per l'ETB 140 con SETTO V2

Figura 5.160: Confronto curve Portata- Pressione statica per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

Figura 5.161: Confronto curve Portata- Rendimento fluidodinamico per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

Figura 5.162: Confronto curve Portata- Prevalenza per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

Figura 5.163: Confronto curve adimensionali per ETB 140 con SETTO V2 e varie giranti

Figura 5.164: Cappa "Kitty" utilizzata per la validazione al banco prova

Figura 5.165: Confronto curve Portata- Pressione Statica per Kitty con le diverse giranti

Figura 5.166: Confronto curve Portata- Rendimento Fluidodinamico per Kitty con le diverse giranti

Figura 5.167: Confronto curve Portata- Prevalenza per Kitty con le diverse giranti

Figura 5.168: Confronto curve Portata- Pressione Statica per Kitty con Setto V2 e con le diverse giranti

Figura 5.169: Confronto curve Portata-Rendimento Fluidodinamico per Kitty con Setto V2 e con le diverse giranti

Figura 5.170: Confronto curve Portata- Prevalenza per Kitty con Setto V2 e con le diverse giranti

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 5.3: Risultati al banco prova del convogliatore ETB 140
Tabella 5.4: Risultati al banco prova del convogliatore ETB 160
Tabella 5.3: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140
Tabella 5.4: Risultati della prova sperimentale per la girante VF1
Tabella 5.5: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF1
Tabella 5.6: Risultati della prova sperimentale per la girante VF2
Tabella 5.7: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF2
Tabella 5.8: Risultati della prova sperimentale per la girante VF3
Tabella 5.9: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF3
Tabella 5.10: Risultati della prova sperimentale per la girante VF4
Tabella 5.11: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con girante VF4
Tabella 5.12: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 senza setto
Tabella 5.13: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 senza setto
Tabella 5.14: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2
Tabella 5.15: Valori ottenuti per il banco prova e la simulazione dell'ETB 140 con SETTO V2
Tabella 5.16: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF1
Tabella 5.17: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF2
Tabella 5.18: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF3
Tabella 5.19: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante VF4
Tabella 5.20: Risultati della prova sperimentale per l'ETB 140 con SETTO V2 e girante di produzione
Tabella 5.21: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty in condizioni standard
Tabella 5.22: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF1
Tabella 5.23: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF2
Tabella 5.24: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF3
Tabella 5.25: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con girante VF4
Tabella 5.26: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante standard
Tabella 5.27: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF1
Tabella 5.28: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF2
Tabella 5.29: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF3
Tabella 5.30: Risultati della prova sperimentale per la cappa Kitty con setto V2 e girante VF4