



UNIVERSITÀ
DI PAVIA

FACOLTA' DI INGEGNERIA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE E ARCHITETTURA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA COMPUTAZIONALE E
MODELLISTICA PER MATERIALI, STRUTTURE E TECNOLOGIE SOSTENIBILI

TESI DI LAUREA

Caratterizzazione e ottimizzazione della ventilazione di un generatore elettrico per
applicazioni aeronautiche

Relatore: Prof. Simone Morganti

Correlatore: Ing. Alessio Larocca, Ing. Andrea Merlo Bertazzoni

Candidato: Jacopo De Bernardi

Matricola: 545538

A.A. 2024/2025

INDICE

SOMMARIO	5
INTRODUZIONE	6
1. GENERATORE 45kVA A.C.	7
1.1 Descrizione generale	7
1.2 <i>Pilot Exciter</i> – PMG (<i>Permanent Magnet Generator</i>)	8
1.3 <i>Exciter Stage</i>	9
1.4 <i>Main Stage</i> – Generatore Principale	10
1.4.1 <i>Main Rotor</i> – Rotore Principale.....	11
1.4.2 <i>Main Stator</i> – Statore Principale.....	12
1.5 Ventola di Raffreddamento	12
2. ANALISI CFD	14
2.1 Il Modello Matematico: Le Equazioni di Navier-Stokes.....	14
2.2 Metodi di Discretizzazione del dominio	15
2.3 Il Processo di discretizzazione	18
2.3.1 Tipologie di <i>mesh</i>	19
2.3.2 Risoluzione dello strato limite e <i>mesh</i> di tipo <i>Boundary Layer</i>	21
2.3.3 Qualità della <i>mesh</i>	22
2.3.4 Indipendenza della soluzione.....	22
2.4 Metodi di discretizzazione geometrica: approccio <i>body-fitted</i> e metodo immerso	23
2.4.1 Approccio <i>body-fitted</i>	23
2.4.2 Metodo immerso (<i>Immersed Body Method</i>)	24
2.4.3 Confronto tra i due approcci	25
2.5 Numero di Reynolds	26
2.6 Modellizzazione della turbolenza	27
2.7 Algoritmi di accoppiamento velocità-pressione	32
2.7.1 Metodi segregati	33
2.7.2 Metodi <i>Coupled</i>	38
2.8 Procedura di analisi.....	38

3. OBIETTIVO DELLA TESI.....	41
3.1 Complessità fluidodinamiche	42
4. SVILUPPO DEL PROGETTO	44
4.1 Analisi della geometria	45
4.2 Parametri della <i>mesh</i>	51
4.3 Parametri in Fluent.....	51
5. MODELLO SEMPLIFICATO.....	54
5.1 Geometria.....	54
5.2 <i>Mesh</i>	55
5.3 Setup in Fluent.....	56
6. PROVA SPERIMENTALE E MODELLO CFD	57
6.1 Descrizione della prova sperimentale al banco.....	57
6.2 Allestimento del banco prova	57
6.3 Procedura di misura	60
6.4 Risultati sperimentali	61
6.5 Impostazione del modello numerico equivalente	64
6.5.1 Geometria.....	65
6.5.2 <i>Mesh</i>	66
6.5.3 Fluent	67
6.6 Confronto tra risultati sperimentali e numerici.....	68
6.7 Considerazioni sulla validazione del modello CFD	72
7. MODELLO COMPLETO	74
7.1 Geometria.....	74
7.2 <i>Mesh</i>	75
7.3 Fluent	76
8. MODELLO COMPLETO 180°	78
8.1 Geometria.....	78
8.2 <i>Mesh</i>	79
8.3 Fluent	80
8.4 Risultati.....	80
8.4.1 Analisi del campo di velocità.....	81
8.4.2 Analisi del campo di pressione	82

8.4.3	Analisi del campo di turbolenza	83
9.	PROGETTAZIONE VENTOLA	86
9.1	Salto di pressione totale	87
9.2	Indice di uniformità della velocità	88
9.3	Portata volumetrica	89
9.4	Parametri di turbolenza	89
9.5	Criterio di ottimizzazione	91
9.6	Risultati	93
9.6.1	Influenza del numero di pale	94
9.6.2	Influenza dello spessore delle pale	94
9.6.3	Influenza della curvatura delle pale	95
9.6.4	Scelta della configurazione finale	95
9.6.5	Risultati configurazione ventola #1	96
9.6.6	Risultati configurazione ventola #2	97
9.6.7	Risultati configurazione ventola #3	100
9.6.8	Recap dei risultati	102
	DISCUSSIONE	103
	CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI	105
	ELENCO DELLE FIGURE	107
	ELENCO DELLE TABELLE	109
	BIBLIOGRAFIA	110

SOMMARIO

Questo progetto di tesi prevede lo studio e l'analisi del comportamento della ventilazione di un generatore 45kVA A.C. in frequenza variabile utilizzato per lo scongelamento delle pale di elicottero (*de-icing*). L'obiettivo della tesi è quello di analizzare la ventilazione per poi proporre delle scelte progettuali per quanto riguarda la ventola per migliorarne il risultato convettivo tra l'aria e le parti del generatore coinvolte.

La tesi descrive inizialmente le funzionalità e le specifiche del generatore in questione, attraversando la pianificazione delle simulazioni CFD (*Computational Fluid Dynamics*) per valutarne la convettività dell'aria e le scelte che hanno portato alla nuova configurazione della ventola con un confronto dei risultati.

Nella preparazione della simulazione CFD vengono analizzate le scelte a partire dalla geometria del generatore e dalla semplificazione/ricostruzione di alcune sue parti per poi esaminare la composizione e le partizioni che costituiscono la *mesh* ed infine lo sviluppo dell'ambiente in ANSYS Fluent che genera la simulazione vera e propria. La validazione del modello è stata effettuata mediante confronto di una simulazione CFD con prova sperimentale sul banco svolta in azienda (ASE spa) studiando il generatore con la presenza di sola carcassa, albero e ventola.

Infine, vengono proposte tre alternative progettuali della ventola per migliorare la capacità convettiva dell'aria con le componenti interne del generatore.

Gli sviluppi futuri prevedono analisi più approfondite per quanto riguarda simulazioni accoppiate fluido-termico per lo studio contemporaneo della ventilazione e del raffreddamento delle componenti del generatore ma anche uno studio progettuale più approfondito della ventola, per esempio proponendo una ventola in aspirazione dall'outlet.

INTRODUZIONE

Negli attuali sistemi aeronautici, la gestione dell'energia elettrica riveste un ruolo sempre più centrale, in particolare in applicazioni in cui affidabilità, compattezza e continuità di funzionamento costituiscono requisiti imprescindibili.

I generatori elettrici impiegati in ambito aeronautico operano frequentemente in condizioni estreme, caratterizzate da elevate velocità di rotazione, carichi termici significativi e severi vincoli di peso e spazio. [1]

In questo contesto, la gestione termica del generatore rappresenta un aspetto critico per garantirne le prestazioni e la durabilità nel tempo. La potenza dissipata sotto forma di calore, se non adeguatamente gestita, può infatti compromettere l'efficienza del sistema e accelerare i fenomeni di degrado dei componenti interni o addirittura la rottura del generatore stesso. Tra le diverse strategie di raffreddamento, il raffreddamento convettivo forzato ad aria risulta particolarmente diffuso per la sua semplicità costruttiva e compatibilità con i requisiti aeronautici [1]

Tuttavia, l'analisi dei fenomeni fluidodinamici e termici all'interno di un generatore ad alta velocità di rotazione risulta complessa, soprattutto in presenza di geometrie reali e flussi tridimensionali fortemente influenzati dagli organi rotanti. In tali condizioni, un approccio esclusivamente sperimentale risulta oneroso e spesso insufficiente a fornire una comprensione dettagliata dei meccanismi di scambio termico e valutazione della gestione delle temperature della macchina.

Alla luce di queste considerazioni, la presente tesi si propone di studiare il comportamento fluidodinamico di un generatore elettrico aeronautico da 45 kVA mediante simulazioni CFD, con l'obiettivo di valutare l'efficacia del sistema di raffreddamento esistente attraverso l'analisi di parametri convettivi e di sviluppare una soluzione alternativa in grado di migliorare il raffreddamento complessivo del generatore.

1. GENERATORE 45kVA A.C.

In questo capitolo verranno presentate quelle che sono le caratteristiche tecniche del generatore e di come funzionano e cooperano le sue componenti [12].

1.1 Descrizione generale

Il sistema oggetto di studio è un generatore elettrico aeronautico a corrente alternata da 45 kVA, impiegato all'interno di un *Full Ice Protection System* per applicazioni su velivolo civile. Il generatore è progettato per fornire potenza elettrica a frequenza variabile ed è direttamente accoppiato alla trasmissione del velivolo, operando in un ampio intervallo di velocità di rotazione.

Il generatore è una macchina brushless a tre stadi, con uscita trifase 115/200 V, 3 fasi, 4 fili, e frequenza nominale di 400 Hz alla velocità di rotazione di 12000 rpm. La potenza nominale di 45 kVA è garantita in funzionamento continuo nel range di velocità compreso tra 11400 e 12600 rpm, con capacità di sovraccarico e di funzionamento in condizioni transitorie, come richiesto dalle applicazioni aeronautiche [2,13].

Le componenti principali interne del generatore sono le seguenti come riportante in figura:

- *Permanent Magnet Generator Stage (PMG)*
- *Exciter Stage*
- *Main Stage*
- Ventola di raffreddamento
- Albero rotante

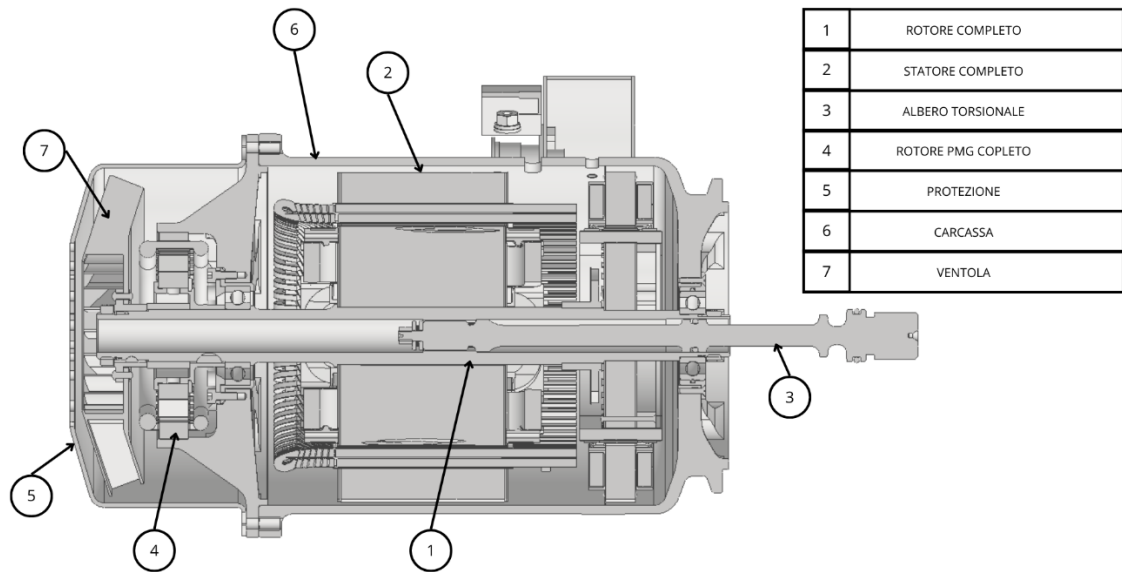


Figura 1: Sezione del modello 3D del generatore

1.2 *Pilot Exciter* – PMG (*Permanent Magnet Generator*)

Il generatore oggetto di studio è un'unità brushless a tre stadi, nella quale il ***Pilot Exciter* (PMG)** rappresenta il primo stadio della catena di generazione. Il PMG è installato sul lato di trascinamento (*drive end*) del generatore ed è dedicato alla fornitura di potenza elettrica ausiliaria necessaria all'alimentazione del sistema di controllo e regolazione del generatore stesso.

Dal punto di vista costruttivo, il PMG è costituito da:

- **uno statore** realizzato mediante un pacco di lamierini in acciaio al silicio, assemblati tramite adesivo strutturale;
- **un rotore a 12 poli**, costituito da una ruota magnetica in materiale Alnico-6, solidale all'albero principale del generatore.

Lo statore presenta un avvolgimento trifase connesso a stella (*Y-connected*) ed è montato tramite calettamento all'interno del proprio supporto strutturale. La scelta di un PMG a magneti permanenti consente di garantire una generazione elettrica autonoma e indipendente dalle condizioni operative del generatore principale, migliorando l'affidabilità complessiva del sistema.

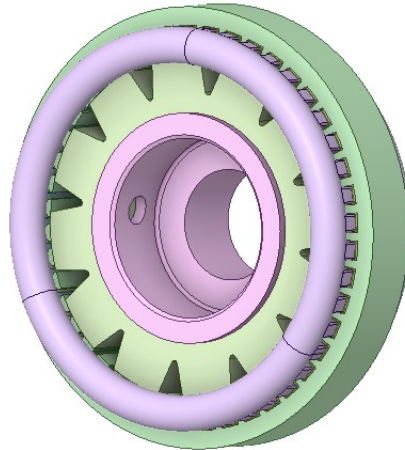


Figura 2: Rappresentazione del PMG

1.3 *Exciter Stage*

Lo stadio di eccitazione principale (***Exciter Stage***) costituisce il secondo stadio della catena di generazione ed è responsabile dell'alimentazione del campo rotante del generatore principale.

L'*exciter* è realizzato come una macchina a:

- **campo statorico stazionario a poli salienti;**
- **armatura rotante trifase**, solidale con l'albero comune del generatore.

Il pacco magnetico dell'*exciter* è realizzato, analogamente agli altri stadi, in *Vanadium-Permendur*, materiale ad elevata permeabilità magnetica che consente di ridurre dimensioni e massa a parità di prestazioni elettromagnetiche.

L'avvolgimento dell'*exciter rotor* è di tipo trifase in corrente alternata, con una configurazione peculiare: ciascuna fase è continua dall'inizio alla fine, eliminando la necessità di giunzioni saldate o brasate. Tale soluzione incrementa l'affidabilità meccanica ed elettrica, particolarmente critica in applicazioni aeronautiche.

La tensione generata dall'armatura rotante dell'*exciter* viene raddrizzata mediante un **ponte raddrizzatore trifase a onda completa**, montato direttamente sul rotore e successivamente utilizzata per alimentare l'avvolgimento del campo rotante del *main stage*.

Dal punto di vista termico e fluidodinamico, l'*exciter* rappresenta una regione di forte interazione tra:

- superfici rotanti;
- elementi elettrici dissipativi;
- flusso d'aria forzato generato dalla ventola.

La corretta evacuazione del calore generato in questo stadio è quindi strettamente legata all'efficienza della ventilazione interna del generatore.

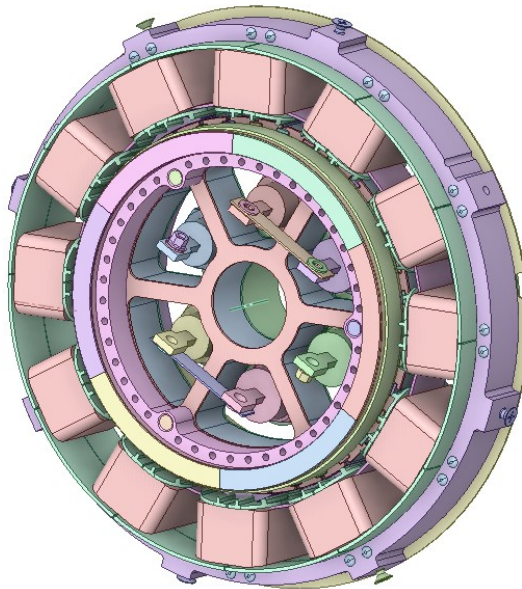


Figura 3: Eccitatrice principale

1.4 *Main Stage* – Generatore Principale

Il *main stage* costituisce lo stadio finale di generazione ed è responsabile dell'erogazione della potenza nominale di **45 kVA**, a tensione **115/200 V**, trifase, con frequenza variabile in funzione della velocità di rotazione dell'albero (380–420 Hz nel regime operativo nominale).

1.4.1 *Main Rotor* – Rotore Principale

Il rotore principale è una macchina a **quattro poli**, realizzata mediante un pacco di lamierini in *Vanadium-Permendur*, calettato sull'albero tramite interferenza per garantire resistenza a sollecitazioni torsionali e vibrazionali.

L'avvolgimento del campo rotante è costituito da bobine *edgewise*, isolate mediante materiali a base di resina poliammidica e vetro-resina. Questa tipologia di avvolgimento è stata adottata per massimizzare lo scambio termico tra il rame e l'aria di raffreddamento: l'aria investe infatti il bordo di ogni singola spira, riducendo la formazione di "hotspot" locali.

Le estremità delle bobine sono vincolate tramite:

- fasce in acciaio inox
- supporti in alluminio con fori conici per il bilanciamento dinamico.

Il rotore completo viene bilanciato dinamicamente mediante l'inserimento di masse di piombo puro, garantendo stabilità anche alle elevate velocità operative (fino a 15 000 rpm).

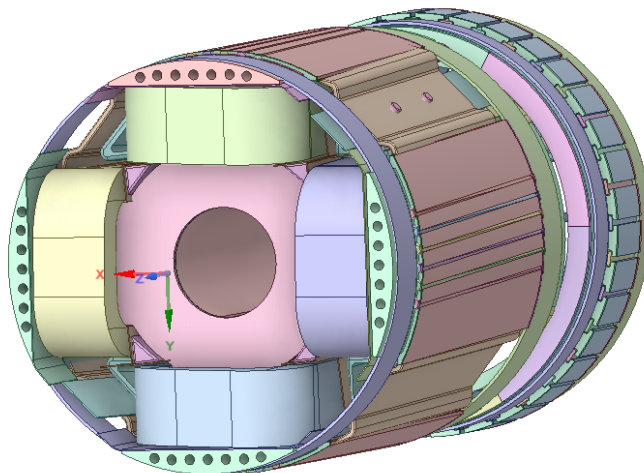


Figura 4: Rotore principale

1.4.2 *Main Stator* – Statore Principale

Lo statore del generatore principale è costituito da un pacco di lamierini in *Vanadium-Permendur* da 0.35 mm, con avvolgimento trifase a stella direttamente inserito nelle cave e successivamente impregnato in resina epossidica.

Lo statore è montato per interferenza all'interno della carcassa in lega di alluminio. Apposite sporgenze sui lamierini creano canali per il passaggio dell'aria di raffreddamento tra statore e carcassa, consentendo una ventilazione efficace sia del nucleo che delle testate degli avvolgimenti.

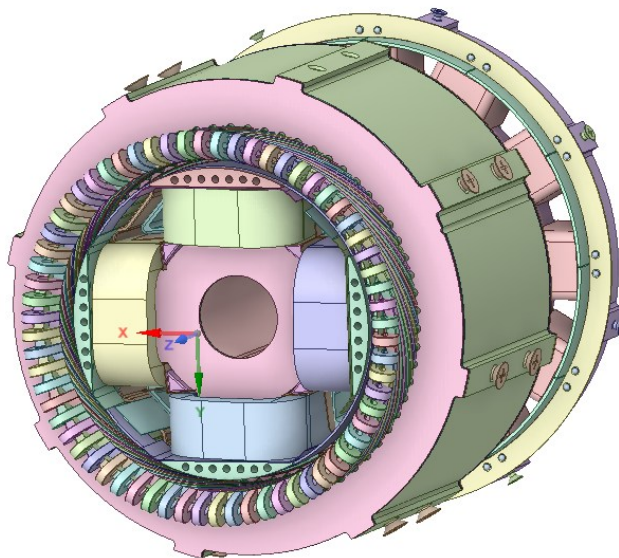


Figura 5: *Statore principale*

1.5 Ventola di Raffreddamento

Il generatore è raffreddato mediante **aria forzata**, imposta da una **ventola solidale all'albero**, progettata per garantire un raffreddamento adeguato sia a livello del mare sia alle quote operative previste (fino a 7 620 m).

La ventola rappresenta l'unico elemento attivo del sistema di raffreddamento ed è quindi responsabile della distribuzione del flusso d'aria attraverso:

- PMG
- *Exciter*
- Rotore principale
- Statore principale
- Carcassa del generatore

Il flusso d'aria attraversa il generatore investendo sia componenti rotanti sia superfici statiche, generando un campo di moto fortemente turbolento, caratterizzato da:

- Interazioni fluido-struttura
- Effetti centrifughi
- Perdite di carico distribuite e concentrate

Per questi motivi, il sistema di ventilazione rappresenta il principale oggetto di studio della presente tesi e costituisce la base per l'analisi fluidodinamica sviluppata nei capitoli successivi, finalizzata alla valutazione della convettività e al miglioramento delle prestazioni di raffreddamento mediante lo studio di progettazione di una nuova configurazione della ventola.

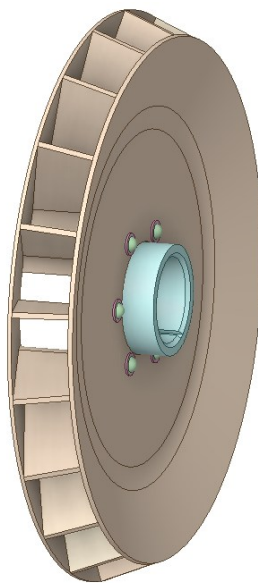


Figura 6: Rappresentazione della ventola

2. ANALISI CFD

In questa sezione vengono analizzate le basi matematiche e teoriche della *Computational-Fluid-Dynamics*.

La **fluidodinamica computazionale** o **numerica** (in inglese *computational fluid dynamics* da cui **CFD**) è un metodo che utilizza l'analisi numerica e algoritmi per risolvere e analizzare problemi di fluidodinamica mediante l'utilizzo del calcolatore [10].

2.1 Il Modello Matematico: Le Equazioni di Navier-Stokes

Il cuore della CFD e della fluidodinamica è la risoluzione delle **Equazioni di Navier-Stokes** [18] che descrivono il moto di fluidi viscosi newtoniani. Le equazioni derivano dai principi fondamentali di conservazione della massa (*continuity*), conservazione della quantità di moto (*momentum*) e dell'energia [10,24].

- **Conservazione della massa (*continuity*):**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2.1)$$

- **Conservazione della quantità di moto (*momentum*):**

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f} \quad (2.2)$$

- **Conservazione dell'energia** (gestisce i trasferimenti di calore e le variazioni di temperatura [9]):

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{u}(\rho E + p)] = \nabla \cdot (k\nabla T) + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{u}) + S_E \quad (2.3)$$

Dove: ρ è la densità del fluido, \mathbf{u} il vettore delle velocità, p la pressione, μ il coefficiente dinamico di viscosità, f rappresenta le forze esterne, E è l'energia totale per unità di massa, k è la conducibilità termica del fluido, T è la temperatura, $\boldsymbol{\tau}$ è il tensore delle tensioni viscosi, S_E rappresenta eventuali termini di sorgente volumetrici (generazione di calore).

Queste equazioni sono differenziali alle derivate parziali non lineari e, per la maggior parte dei casi reali (regime turbolento), non hanno una soluzione analitica esatta.

2.2 Metodi di Discretizzazione del dominio

Le equazioni che governano la fluidodinamica sono tipicamente non lineari e la soluzione analitica è ottenibile solo per casi molto semplificati. Di conseguenza, l'applicazione di metodi numerici è fondamentale per approssimare l'evoluzione nel tempo e nello spazio delle variabili del fluido [10].

Per risolvere queste equazioni al computer, il dominio fluido viene "discretizzato", ovvero suddiviso in tanti piccoli domini chiamati "celle". I metodi principali di discretizzazione sono:

- **Metodo dei Volumi Finiti (*Finite Volume Method* – FVM)**
- **Metodo degli Elementi Finiti (*Finite Element Method* – FEM)**
- **Metodo delle Differenze Finite (*Finite Difference Method* – FDM)**

Il **Metodo dei Volumi Finiti (FVM)** si basa sull'integrazione delle equazioni di conservazione su un volume di controllo finito V , delimitato da una superficie chiusa S [18].

Applicando il teorema della divergenza all'equazione di continuità si ottiene [10]:

$$\int_V \nabla \cdot \mathbf{u} \, dV = \oint_S \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \, dS = 0 \quad (2.4)$$

dove \mathbf{n} è il versore normale uscente alla superficie del volume di controllo.

In modo analogo, l'equazione della quantità di moto viene integrata sul volume:

$$\int_V \rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \, dV + \oint_S \rho \mathbf{u} (\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) \, dS = - \oint_S p \mathbf{n} \, dS + \oint_S \mu \nabla \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \, dS + \int_V \mathbf{f} \, dV \quad (2.5)$$

Il dominio di fluido viene suddiviso in un numero finito di volumi di controllo e i flussi di massa, quantità di moto ed energia vengono calcolati attraverso le superfici che separano i volumi adiacenti.

Il principale vantaggio del FVM è che **le leggi di conservazione sono soddisfatte esattamente su ciascun volume di controllo**, indipendentemente dalla forma della *mesh*. Questa proprietà rende il metodo particolarmente robusto per:

- flussi turbolenti
- forti gradienti di velocità e pressione
- geometrie complesse.

Per questo motivo, il FVM è il metodo di discretizzazione adottato dalla maggior parte dei codici CFD industriali, tra cui **ANSYS Fluent**, utilizzato nella presente tesi.

Nel **Metodo degli Elementi Finiti (FEM)**, il dominio computazionale viene suddiviso in un insieme di elementi finiti e la soluzione viene approssimata mediante una combinazione lineare di **funzioni di forma**.

Il campo di velocità, ad esempio, viene espresso come [10]:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) \approx \sum_{i=1}^N \mathbf{u}_i \phi_i(\mathbf{x}) \quad (2.6)$$

dove:

- ϕ_i sono le funzioni di forma,
- \mathbf{u}_i sono i valori nodali incogniti.

Le equazioni di Navier–Stokes vengono formulate in forma debole (*weak form*) e risolte tramite metodi variazionali.

Il FEM è particolarmente efficace per:

- problemi meccanico-strutturali
- accoppiamenti fluido-struttura (FSI)
- geometrie altamente irregolari.

Tuttavia, rispetto al FVM, richiede formulazioni più complesse per garantire la conservazione locale delle grandezze fisiche e risulta meno diffuso nelle applicazioni CFD industriali di tipo aerodinamico.

Il **Metodo delle Differenze Finite (FDM)** si basa sull'approssimazione delle derivate mediante differenze finite su una griglia strutturata.

Ad esempio, la derivata prima può essere approssimata come:

$$\frac{\partial u}{\partial x} \approx \frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{2\Delta x} \quad (2.7)$$

Il FDM è concettualmente semplice e computazionalmente efficiente, ma presenta forti limitazioni nella gestione di geometrie complesse, motivo per cui è oggi utilizzato principalmente in ambito accademico o per problemi idealizzati [10].

2.3 Il Processo di discretizzazione

La costruzione della *mesh* rappresenta una delle fasi più critiche nell'ambito di una simulazione CFD, poiché la discretizzazione spaziale del dominio influisce in modo diretto sull'accuratezza, stabilità numerica e affidabilità dei risultati ottenuti. Una *mesh* inadeguata può infatti condurre a errori di discretizzazione significativi, difficoltà di convergenza o, nei casi più gravi, a soluzioni fisicamente non realistiche [10,15,22].

La *mesh* costituisce l'interfaccia tra il dominio fisico continuo e la sua rappresentazione numerica discreta; di conseguenza, la qualità della soluzione dipende non solo dal modello fisico adottato, ma anche dalla capacità della griglia di catturare correttamente i gradienti delle grandezze fluidodinamiche, in particolare in presenza di flussi turbolenti, forti accelerazioni e regioni di separazione [6,10].

2.3.1 Tipologie di *mesh*

In base alla struttura topologica delle celle, le *mesh* CFD possono essere classificate principalmente in:

- ***Mesh* strutturate**

Le *mesh* strutturate sono costituite da celle regolari, tipicamente esaedriche, organizzate secondo una connettività ordinata.

I principali vantaggi di questo tipo di *mesh* sono:

- elevata accuratezza numerica
- minori errori di discretizzazione
- migliore allineamento delle celle con la direzione del flusso.

Tuttavia, la loro applicazione risulta complessa per geometrie tridimensionali articolate, come quelle tipiche dei generatori elettrici aeronautici, che presentano canali di ventilazione, organi rotanti e superfici curve [4,10].

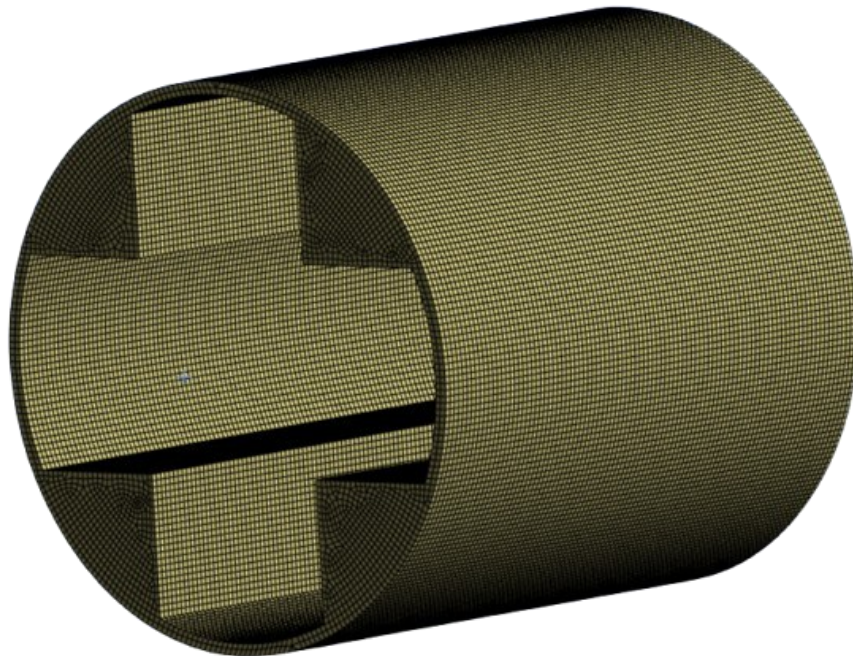


Figura 7: Mesh strutturata dello statore

- **Mesh non strutturate**

Le *mesh* non strutturate sono composte da elementi tetraedrici, prismatici o poliedrici e consentono una maggiore flessibilità nella discretizzazione di geometrie complesse.

Esse risultano particolarmente adatte a:

- domini con elevato grado di complessità geometrica
- accoppiamenti fluido-struttura
- domini con parti rotanti e fisse.

Il principale svantaggio è rappresentato da una maggiore diffusione numerica rispetto alle *mesh* strutturate, che può richiedere un numero superiore di celle per ottenere lo stesso livello di accuratezza [10].

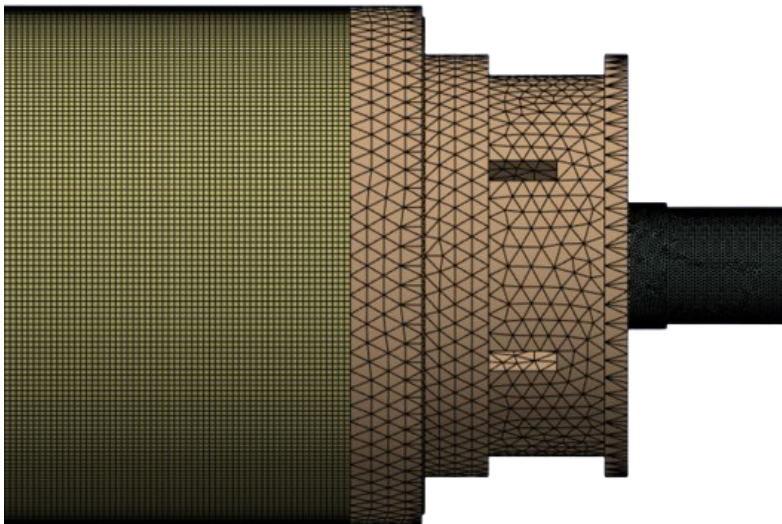


Figura 8: Esempio di mesh non strutturata

2.3.2 Risoluzione dello strato limite e *mesh* di tipo *Boundary Layer*

In prossimità delle superfici solide, il flusso è caratterizzato dalla formazione dello strato limite, all'interno del quale si concentrano forti gradienti di velocità, temperatura e, in presenza di trasferimento termico, di flusso di calore. Per descrivere correttamente tali fenomeni, è necessario adottare una *mesh* con celle fortemente allungate nella direzione normale alla parete (*boundary layer mesh*) [9,11].

Un parametro fondamentale per la corretta risoluzione dello strato limite è il valore adimensionale y^+ , definito come [19]:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (2.8)$$

dove:

- u_τ è la velocità di attrito
- y è la distanza del centro della prima cella dalla parete.

Il valore di y^+ richiesto dipende dal modello di turbolenza utilizzato:

- per modelli RANS con *wall functions*, tipicamente $30 < y^+ < 300$
- per modelli *low-Re* o SST con risoluzione dello strato viscoso, $y^+ \approx 1$ [11,12].

Una scelta non appropriata del valore di y^+ può compromettere in modo significativo la predizione delle forze di attrito e dei coefficienti di scambio termico convettivo [9].

2.3.3 Qualità della *mesh*

Oltre alla densità di celle, la qualità geometrica della *mesh* riveste un ruolo fondamentale. I principali parametri di qualità includono:

- ***Skewness***: misura la distorsione della cella rispetto alla forma ideale. Sono da considerarsi dei buoni valori quello tra 0-0.25 e 0.5-0.8. Da 0.8 a 0.99-1 descrivono valori di scarsa qualità degli elementi.
- ***Orthogonality***: valuta l'allineamento tra le normali alle superfici e i vettori che connettono i centri delle celle. Il valore ideale è pari a 1. Un valore al di sotto di 0,1 è da considerarsi un campanello d'allarme.
- ***Aspect ratio***: rapporto tra le dimensioni caratteristiche della cella, valore ideale pari a 1.

Valori elevati di *skewness* o una scarsa ortogonalità possono introdurre errori numerici e rallentare la convergenza della soluzione [6,10].

2.3.4 Indipendenza della soluzione

Per garantire che i risultati numerici non dipendano dalla discretizzazione spaziale, è prassi consolidata effettuare uno studio di indipendenza dalla *mesh*. Tale analisi consiste nel ripetere la simulazione su *mesh* progressivamente più raffinate e verificare la convergenza delle grandezze di interesse (ad esempio velocità media, caduta di pressione, coefficienti di scambio termico) [4,9].

Solo al raggiungimento di una variazione trascurabile dei risultati al raffinamento della *mesh* è possibile considerare la soluzione numericamente affidabile.

2.4 Metodi di discretizzazione geometrica: approccio

body-fitted e metodo immerso

Nell'ambito della simulazione CFD, la rappresentazione della geometria e la sua interazione con la griglia di calcolo rivestono un ruolo fondamentale nella qualità e nell'accuratezza della soluzione numerica. A tal proposito, è possibile distinguere due principali approcci: il metodo *body-fitted* e il metodo **immerso** (*immersed boundary method, IBM*)

2.4.1 Approccio *body-fitted*

Nel metodo *body-fitted* la griglia computazionale è costruita in modo da aderire alla geometria del dominio fisico. Le superfici solide coincidono quindi con le facce delle celle della *mesh*, garantendo una rappresentazione geometrica esplicita e accurata dei contorni.

Questo approccio è quello tradizionalmente adottato nei codici CFD basati su metodo ai volumi finiti, come nel caso di *ANSYS Fluent*, ed è particolarmente efficace nella risoluzione degli strati limite e nella corretta imposizione delle condizioni al contorno.

I principali vantaggi del metodo *body-fitted* includono:

- Elevata accuratezza nella rappresentazione della geometria
- Migliore risoluzione dei gradienti vicino alle pareti
- Applicazione diretta delle condizioni al contorno

Tuttavia, tale approccio presenta alcune criticità:

- Generazione della *mesh* complessa per geometrie articolate
- Necessità di *remeshing* in presenza di geometrie in movimento
- Possibili problemi di qualità della *mesh* (*skewness*, non-ortogonalità)

Il metodo *body-fitted* risulta quindi particolarmente indicato per simulazioni stazionarie o con geometrie fisse, dove è richiesta un'elevata accuratezza locale, come nel caso dello studio di macchine rotanti e sistemi di ventilazione [17,18].

2.4.2 Metodo immerso (*Immersed Body Method*)

Nel metodo immerso la geometria solida è immersa all'interno di una griglia computazionale che non si conforma ai contorni del dominio. La presenza della superficie viene modellata attraverso termini aggiuntivi nelle equazioni di governo o mediante tecniche di forzamento numerico.

In questo approccio, la *mesh* è generalmente cartesiana o strutturata, mentre la geometria è rappresentata in modo implicito.

I principali vantaggi del metodo immerso sono:

- Maggiore semplicità nella generazione della *mesh*
- Elevata flessibilità nella gestione di geometrie complesse
- Facilità nel trattamento di corpi in movimento o deformabili
- Riduzione dei costi computazionali legati al *remeshing*

D'altro canto, il metodo presenta alcune limitazioni:

- Minore accuratezza nella risoluzione degli strati limite
- Maggiore complessità nella corretta imposizione delle condizioni al contorno
- Possibili errori numerici in prossimità delle superfici immerse

Il metodo immerso è ampiamente utilizzato in simulazioni con geometrie complesse o in movimento, come nel caso di interazioni fluido-struttura o flussi biologici [17].

2.4.3 Confronto tra i due approcci

Dal punto di vista numerico e applicativo, i due metodi presentano differenze sostanziali.

Il metodo *body-fitted* garantisce una maggiore accuratezza locale, risultando particolarmente adatto per lo studio di fenomeni dominati da effetti viscosi e per l'analisi dettagliata degli strati limite. Tuttavia, richiede un notevole sforzo nella fase di generazione della *mesh*.

Il metodo immerso, al contrario, privilegia la flessibilità e la semplicità di implementazione, risultando ideale per problemi con geometrie complesse o in evoluzione temporale, a scapito però di una minore accuratezza nelle regioni prossime alle pareti.

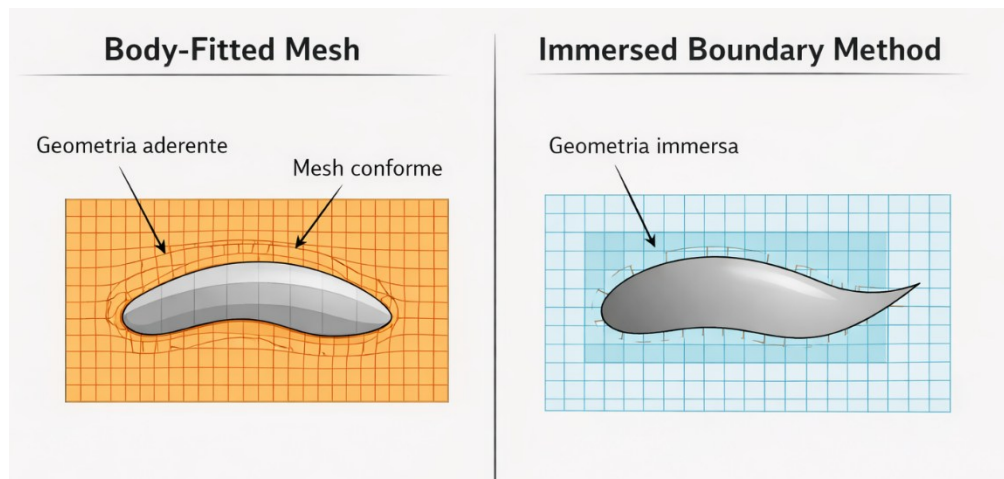


Figura 9: Confronto tra i due approcci

La scelta tra i due approcci dipende quindi dal compromesso tra accuratezza, costo computazionale e complessità geometrica del problema in esame.

Nel presente lavoro è stato adottato un approccio di tipo *body-fitted*, in quanto maggiormente adatto alla risoluzione accurata del flusso interno al generatore e alla corretta rappresentazione delle superfici della ventola.

2.5 Numero di Reynolds

Il **numero di Reynolds** è un parametro adimensionale che esprime il rapporto tra forze inerziali e viscosi:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.9)$$

dove:

- U è una velocità caratteristica
- L è una lunghezza caratteristica o un diametro idraulico
- ρ è la densità del fluido
- μ è la viscosità

Valori elevati di Re indicano un flusso dominato dall'inerzia, con elevata probabilità di transizione turbolenta.

Il numero di Reynolds permette di selezionare il modello di turbolenza corretto, costruire in modo efficace la *mesh*, garantire la stabilità della simulazione e prevedere la transizione, garantendo risultati accurati.

Nel caso del generatore analizzato, le elevate velocità di rotazione (fino a 11400 rpm) e le dimensioni caratteristiche del sistema portano a numeri di Reynolds dell'ordine di $10^4 - 10^5$, giustificando l'utilizzo di modelli di turbolenza di tipo RANS, che verranno analizzati in seguito [9].

In ANSYS Fluent non è presente uno strumento che fornisce il numero di Reynolds direttamente; pertanto, è necessario ricavarlo manualmente attraverso il calcolo di:

- Diametro idraulico, direttamente da *Spaceclaim*
- Velocità caratteristica in una sezione finale del generatore, direttamente da Fluent calcolando la velocità media (*Area-weighted Average*).

I valori di densità (ρ) e viscosità (μ) vengono presi rispettivamente come $1,2 \frac{kg}{m^3}$ e $1,8 \times 10^{-5} Pa \cdot s$

2.6 Modellizzazione della turbolenza

Per valori elevati del numero di Reynolds, il flusso diventa turbolento e presenta fluttuazioni spaziali e temporali su un ampio spettro di scale. La risoluzione diretta di tutte le scale turbolente è spesso computazionalmente proibitiva.

Le principali strategie di modellizzazione della turbolenza sono [10]:

- **DNS – *Direct Numerical Simulation***
- **LES – *Large Eddy Simulation***
- **RANS – *Reynolds Averaged Navier–Stokes***

La **DNS** risolve direttamente le equazioni di Navier–Stokes senza alcun modello di turbolenza, catturando tutte le scale del moto [19].

Il numero di gradi di libertà richiesto cresce approssimativamente come:

$$N \sim Re^{9/4}$$

rendendo la DNS impraticabile per applicazioni industriali.

La **LES** risolve direttamente le grandi strutture turbolente e modella solo le piccole scale sub-griglia.

Il campo di velocità viene filtrato:

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'$$

Le LES offrono un buon compromesso tra accuratezza e costo computazionale, ma richiedono *mesh* molto fini vicino alle pareti.

Nel metodo **RANS**, le equazioni vengono mediate nel tempo:

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'$$

introducendo il tensore delle tensioni di Reynolds:

$$-\rho \bar{u'_i u'_j}$$

che viene chiuso tramite modelli di turbolenza, come:

- $k - \varepsilon$,
- $k - \omega$,
- SST.

La maggior parte dei modelli RANS industriali si basa sull'ipotesi di **Boussinesq** [21], che assume una relazione lineare tra tensioni di Reynolds e gradiente di velocità medio [10,11]:

$$-\rho \bar{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.10)$$

dove:

- μ_t è la **viscosità turbolenta**,
- $k = \frac{1}{2} \bar{u'_i u'_i}$ è l'energia cinetica turbolenta.

I modelli di turbolenza differiscono principalmente nel modo in cui viene calcolata la viscosità turbolenta μ_t .

Il **modello $k - \varepsilon$** è uno dei modelli di turbolenza più diffusi in ambito industriale per flussi completamente turbolenti.

La viscosità turbolenta viene calcolata come:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.11)$$

dove:

- k è l'energia cinetica turbolenta,
- ε è il tasso di dissipazione dell'energia turbolenta,
- C_μ è una costante empirica.

Il modello introduce due equazioni di trasporto aggiuntive:

Equazione per k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.12)$$

Equazione per ε :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.13)$$

Vantaggi

- Robusto e numericamente stabile;
- Buona accuratezza per flussi completamente turbolenti;
- Basso costo computazionale.

Limiti

- Scarsa accuratezza vicino alle pareti;
- Difficoltà nel predire separazioni di flusso indotte da gradienti di pressione avversi.

Il **modello $k - \omega$** utilizza come seconda variabile turbolenta la **frequenza specifica di dissipazione ω** , definita come:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (2.14)$$

La viscosità turbolenta è espressa come:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.15)$$

Le equazioni di trasporto sono:

Equazione per k :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (2.16)$$

Equazione per ω :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \bar{\mathbf{u}}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (2.17)$$

Vantaggi

- Maggiore accuratezza nella regione vicino alle pareti;
- Migliore predizione dei flussi con separazione.

Limiti

- Elevata sensibilità alle condizioni al contorno di ω nel flusso indisturbato.

Il modello **SST** (*Shear Stress Transport*), proposto da **Menter** [20], combina i punti di forza dei modelli $k - \omega$ e $k - \varepsilon$ [11,12].

L'idea alla base del modello è:

- utilizzare il $k - \omega$ vicino alle pareti;
- passare gradualmente al $k - \varepsilon$ nel flusso lontano dalle pareti.

Questo viene ottenuto tramite una **funzione di bending** F_1 :

$$\phi = F_1 \phi_{k-\omega} + (1 - F_1) \phi_{k-\varepsilon} \quad (2.18)$$

Il modello SST introduce inoltre una limitazione della viscosità turbolenta per migliorare la predizione delle separazioni:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (2.19)$$

dove S è il modulo del tensore di deformazione.

Vantaggi

- Ottima predizione delle separazioni di flusso;
- Buona accuratezza vicino alle pareti;
- Elevata robustezza numerica.

Limiti

- Costo computazionale superiore rispetto al $k - \varepsilon$.

Nel presente lavoro sono stati adottati modelli di turbolenza di tipo RANS, in particolare il modello $k - \varepsilon$, in quanto rappresenta un buon compromesso tra accuratezza e costo computazionale per flussi interni ad elevata velocità di rotazione.

La presenza di numeri di Reynolds elevati, forti gradienti di velocità e geometrie complesse rende l'utilizzo di modelli più avanzati come LES o DNS computazionalmente proibitivo per l'obiettivo della tesi.

2.7 Algoritmi di accoppiamento velocità-pressione

Nelle simulazioni CFD incomprimibili, la **dipendenza tra la velocità e la pressione** nelle equazioni di Navier–Stokes rappresenta un problema numerico fondamentale: la pressione non è direttamente collegata a un'equazione di conservazione, ma è vincolata dalla condizione di **continuità**. Per risolvere questo vincolo all'interno di un sistema discreto di equazioni, i solutori CFD adottano algoritmi particolari per l'**accoppiamento tra pressione e velocità**, noti come *pressure-velocity coupling algorithms*. Questi algoritmi giocano un ruolo critico nella **convergenza, stabilità numerica e costo computazionale delle simulazioni CFD**.

Dal punto di vista numerico esistono **due grandi classi** di solver [6]:

- **Metodi segregati (*Segregated Solvers*)**
- **Metodi completamente accoppiati (*Coupled Solvers*)**

2.7.1 Metodi segregati

Nei metodi segregati, l'equazione di quantità di moto e l'equazione di continuità vengono risolte **in modo separato** tramite una procedura iterativa di *predictor-corrector*. Questi algoritmi costruiscono una relazione tra le correzioni di pressione e di velocità, che viene applicata durante l'iterazione per soddisfare la continuità [6].

Esempi tipici di metodi segregati sono:

- **SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*)**
- **PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*)**
- **SOLA** e varianti basate su schemi di proiezione

2.7.1.1 Algoritmo SIMPLE

Il metodo **SIMPLE** (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) è uno degli algoritmi segregati più diffusi nelle simulazioni CFD commerciali e accademiche [14].

Il punto di partenza di SIMPLE è risolvere le equazioni del moto con un **campo di pressione “indovinato”** e calcolare il flusso risultante attraverso le superfici di controllo. Poiché tale flusso non soddisfa di per sé la condizione di continuità, si introduce una **equazione di correzione della pressione** ottenuta manipolando la continuità discretizzata, in modo da ottenere una **pressione migliorata**. La velocità corretta viene poi ricalcolata usando questa pressione corretta [6,15].

L'algoritmo SIMPLE richiede **più iterazioni di correzione** per soddisfare contemporaneamente la continuità e l'equilibrio di quantità di moto, soprattutto in *mesh* non ortogonali o per flussi complessi, e usa **fattori di *under-relaxation*** per garantire stabilità numerica.

2.7.1.2 Algoritmo PISO

Il metodo **PISO** (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) è un'estensione della famiglia di SIMPLE progettata per **risolvere più rapidamente le equazioni accoppiate**, in particolare nei casi transitori. Mentre SIMPLE applica una sola correzione di pressione per iterazione di soluzione, **PISO introduce più correzioni (loop interni)** per velocità e pressione all'interno dello stesso passo temporale [6].

Questo approccio comporta correzioni aggiuntive note come:

- **Neighbor correction**, che migliora la relazione tra celle adiacenti;
- **Skewness correction**, per migliorare la qualità della soluzione nei casi di *mesh* distorte.

Rispetto a SIMPLE, PISO tende a **ridurre il numero totale di iterazioni necessarie per convergere** soprattutto nei casi transitori, anche se ogni passo può essere più costoso dal punto di vista computazionale.

2.7.1.3 Algoritmo SOLA

Il **SOLA** (*Solution Algorithm for Transient Fluid Flows*) è un algoritmo **seminale sviluppato per problemi transitori** che utilizza una forma di *fractional step* o *projection method* per separare la risoluzione di velocità e pressione. Questo metodo, tradizionalmente distinto da SIMPLE e PISO, utilizza una proiezione della velocità per ottenere un campo *divergence-free* e poi aggiorna il campo di pressione in modo da soddisfare la continuità [6].

Secondo la letteratura, **SIMPLE e le sue varianti (incluso PISO)** sono ampiamente utilizzati nei software CFD commerciali e nella maggior parte delle applicazioni ingegneristiche, inclusi problemi di ventilazione e flussi incomprimibili.

Nella presente tesi il solver **segregato SIMPLE** è stato utilizzato per le simulazioni.

2.7.1.4 Schemi di discretizzazione nel solver SIMPLE

Oltre alla formulazione dell'algoritmo di accoppiamento pressione-velocità, la stabilità e l'accuratezza del metodo SIMPLE dipendono in maniera significativa dagli **schemi di discretizzazione** adottati per i diversi termini delle equazioni di governo.

Nel metodo dei volumi finiti, le equazioni di Navier-Stokes vengono integrate su ciascun volume di controllo e successivamente discretizzate in forma algebrica [14,15]. La qualità della soluzione dipende quindi dalla modalità con cui vengono approssimati:

- i gradienti,
- i termini convettivi,
- il gradiente di pressione,
- i termini diffusive,
- le equazioni di turbolenza,
- l'equazione dell'energia.

Discretizzazione dei gradienti

Il gradiente di una generica grandezza scalare ϕ viene calcolato mediante:

$$\nabla\phi \approx \frac{1}{V} \sum_f \phi_f \mathbf{A}_f \quad (2.20)$$

dove \mathbf{A}_f è il vettore area della faccia e ϕ_f il valore interpolato sulla faccia.

Su *mesh* non strutturate, il metodo *Least Squares Cell-Based* fornisce maggiore accuratezza rispetto al metodo Green-Gauss, in particolare in presenza di celle distorte [15].

Discretizzazione dei termini convettivi (quantità di moto, energia, turbolenza)

Il termine convettivo generale assume la forma:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \phi)$$

La sua discretizzazione può essere effettuata mediante:

- *First Order Upwind*
- *Second Order Upwind*
- QUICK

Gli schemi di primo ordine sono numericamente più stabili ma introducono diffusione numerica.

Gli schemi di secondo ordine riducono tale effetto e migliorano la predizione dei gradienti elevati, risultando più appropriati per flussi turbolenti ad alto numero di Reynolds [15].

Nel presente lavoro è stato adottato uno schema di secondo ordine per le equazioni di quantità di moto, energia e turbolenza, al fine di migliorare la risoluzione dei gradienti presenti nel dominio rotante.

Discretizzazione della pressione e schema PRESTO!

La discretizzazione del gradiente di pressione è particolarmente critica nei solver *pressure-based*.

In flussi con:

- forte *swirl*,
- elevati gradienti di pressione,

- sistemi di riferimento rotanti,
- turbomacchine,

gli schemi lineari standard possono introdurre errori significativi.

Per tali condizioni è stato adottato lo schema **PRESTO!** (*Pressure Staggering Option*).

Il metodo PRESTO! deriva l'interpolazione della pressione direttamente dall'equazione della quantità di moto, migliorando la coerenza tra pressione e velocità e riducendo errori nei flussi dominati da effetti centrifughi.

Studi comparativi mostrano che PRESTO! migliora la predizione del campo di pressione in domini con *swirl* rispetto agli schemi standard o *body-force weighted* [16].

Nel caso in esame, caratterizzato da elevate velocità di rotazione e significativi gradienti radiali di pressione, lo schema PRESTO! consente una migliore rappresentazione del campo pressorio interno.

Considerazioni sulla stabilità numerica

Il metodo SIMPLE utilizza fattori di *under-relaxation* per:

- pressione,
- quantità di moto,
- energia,
- variabili turbolente.

La scelta appropriata di tali parametri è essenziale per garantire convergenza stabile, specialmente in presenza di *mesh* non ortogonali o forti accoppiamenti fisici [14].

2.7.2 Metodi *Coupled*

Nei metodi *coupled*, la pressione e la velocità vengono risolte **simultaneamente** all'interno dello stesso sistema di equazioni, invece di ricorrere a iterazioni di correzione tra le equazioni separate. Questo approccio evita le iterazioni multiple di correzione tra pressione e velocità e può migliorare significativamente la stabilità numerica e la convergenza, specialmente in presenza di forti gradienti o legami fisici stretti tra gli stati del fluido.

I metodi segregati come SIMPLE e le sue varianti dominano le applicazioni CFD ingegneristiche a causa di robustezza, semplicità di implementazione e disponibilità nei codici commerciali. Tuttavia, i solver completamente accoppiati possono offrire convergenza più rapida e stabilità potenzialmente superiore, sebbene richiedano maggiore memoria e risorse computazionali [6].

2.8 Procedura di analisi

L'approccio numerico tipico nell'ambito della *Computational Fluid Dynamics* (CFD) prevede la discretizzazione del dominio fluido in un insieme finito di volumi elementari, costituenti la griglia di calcolo (*mesh*), sulla quale vengono risolte in forma approssimata le equazioni di governo del flusso, quali le equazioni di Navier–Stokes o, in opportune semplificazioni, le equazioni di Eulero. La soluzione di tali equazioni avviene mediante algoritmi iterativi, in grado di fornire una stima progressivamente convergente delle variabili di interesse (velocità, pressione, temperatura, ecc.).

Indipendentemente dallo specifico metodo di discretizzazione o dal modello fisico adottato, la procedura di analisi CFD segue generalmente una sequenza di passaggi ben definita [15]:

- **Definizione del dominio fisico** - viene definita la geometria del problema oggetto di studio, rappresentativa del dominio fisico occupato

dal fluido e, se necessario, delle superfici solide che ne delimitano il moto

- **Discretizzazione del dominio** - il volume occupato dal fluido viene suddiviso in un elevato numero di celle elementari, generando una griglia di calcolo (*mesh*) che consente la formulazione discreta delle equazioni di governo

- **Definizione dei modelli fisici e numerici** - vengono selezionati i modelli fisici appropriati (equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto, dell'energia, ed eventualmente delle specie chimiche), si definiscono i metodi numerici di discretizzazione spaziale e temporale, nonché gli algoritmi di risoluzione

- **Imposizione delle condizioni al contorno e iniziali** - si specificano le condizioni al contorno che caratterizzano il comportamento del fluido sulle superfici del dominio (ad esempio velocità, pressione o flussi di massa). Per problemi non stazionari, vengono inoltre assegnate le condizioni iniziali

- **Risoluzione iterativa del sistema di equazioni** - il sistema di equazioni discretizzate viene risolto in maniera iterativa fino al raggiungimento dei criteri di convergenza prefissati, valutati in termini di residui e stabilità delle grandezze monitorate

- **Post-processing dei risultati** - i campi di moto e le grandezze termofluidodinamiche ottenute vengono visualizzati ed elaborati tramite strumenti di post-processing, al fine di facilitarne l'interpretazione

- **Analisi e validazione dei risultati** - i risultati numerici vengono analizzati criticamente e, ove possibile, confrontati con dati sperimentali o soluzioni di riferimento, per valutarne l'accuratezza e l'affidabilità.

È infine opportuno sottolineare come l'integrazione tra analisi fluidodinamiche e analisi strutturali agli elementi finiti consenta di estendere lo studio al campo dell'interazione fluido-struttura (*Fluid-Structure Interaction*, FSI). Tale approccio permette di valutare non solo gli effetti aerodinamici e termici dei flussi sulle superfici solide, ma anche le deformazioni strutturali indotte dalle pressioni variabili nel tempo, fornendo una descrizione più completa del comportamento del sistema analizzato.

3. OBIETTIVO DELLA TESI

Nel progetto di tesi in esame, il generatore opera a velocità di rotazione dell'ordine di 11400 rpm, con un sistema di raffreddamento forzato interamente affidato all'aria. Tali condizioni comportano un campo di moto tridimensionale fortemente influenzato dagli organi rotanti, in cui effetti centrifughi, perdite viscosse e interazioni con le superfici solide giocano un ruolo determinante nel definire la convettività locale.

Un'analisi esclusivamente sperimentale del comportamento fluidodinamico risulterebbe particolarmente onerosa, sia per la difficoltà di accesso alle regioni interne del generatore sia per l'impossibilità di ottenere informazioni dettagliate sul campo di velocità e di pressione. Inoltre, l'approccio sperimentale non consente un'agevole valutazione dell'impatto di modifiche geometriche, come nel caso dello studio di una configurazione alternativa della ventola.

In questo contesto, l'analisi fluidodinamica computazionale (CFD) rappresenta uno strumento particolarmente efficace per lo studio della ventilazione del generatore. La CFD consente infatti di analizzare in modo dettagliato il campo di moto dell'aria, individuare zone di scarso raffreddamento, quantificare la convettività sulle superfici di interesse e valutare l'effetto di differenti soluzioni progettuali, riducendo al contempo tempi e costi di sviluppo.

Sulla base di tali considerazioni, nella presente tesi l'analisi CFD è stata utilizzata come strumento principale per lo studio del comportamento fluidodinamico del generatore e per la progettazione di una nuova soluzione di ventilazione in grado di migliorare le prestazioni di raffreddamento.

L'obiettivo principale dell'analisi fluidodinamica computazionale svolta nella presente tesi è:

- la valutazione dell'efficacia del sistema di ventilazione del generatore elettrico da 45 kVA, con particolare riferimento alla convettività dell'aria di raffreddamento generata durante il funzionamento alle condizioni operative nominali e transitorie

- la progettazione di una ventola alternativa per migliorare le proprietà di raffreddamento del generatore attraverso lo studio di parametri surrogati.

3.1 Complessità fluidodinamiche

Lo studio della convettività dell'aria nel generatore presenta diverse complessità dal punto di vista fluidodinamico. In primo luogo, il flusso d'aria all'interno della macchina è fortemente tridimensionale e influenzato dalla presenza di organi rotanti ad elevata velocità, con valori di rotazione dell'ordine di 11000–12000 rpm.

La rotazione del rotore e della ventola genera un campo di moto caratterizzato da:

- elevate velocità tangenziali
- significativi gradienti di pressione
- effetti centrifughi che influenzano la distribuzione del flusso
- interazioni complesse tra flusso principale e geometrie interne

Inoltre, la presenza di passaggi d'aria di dimensioni ridotte, superfici irregolari e variazioni improvvise di sezione favorisce la formazione di perdite viscosse e fenomeni di separazione del flusso [23,24]. Tali aspetti rendono difficile l'utilizzo di modelli analitici semplificati o correlazioni empiriche per la stima dello scambio termico.

In seguito, verranno descritte le scelte effettuate in termini di solutori utilizzati, condizioni di bordo e metodi applicati. Un altro aspetto da tenere in considerazione che incrementa la complessità del problema sta nella combinazione tra la velocità di rotazione di quasi 12000 rpm e la forte presenza di *back-flow* del flusso d'aria, ovvero quella parte di flusso che, incontrando superfici solide impenetrabili, rimbalza e tende ad avere un flusso completamente opposto alla direzione dell'aria in ingresso. Di conseguenza la scelta del tempo di simulazione è fondamentale per cercare di trovare il giusto compromesso tra accuratezza computazionale e tempo della simulazione, considerando anche le prestazioni del computer su cui sono state effettuate le simulazioni.

Alla luce delle complessità descritte, l'analisi CFD rappresenta uno strumento particolarmente adatto per lo studio della ventilazione del generatore. A differenza di approcci sperimentali o semi-empirici, la CFD consente di ottenere una descrizione dettagliata del campo di moto dell'aria, fornendo informazioni locali difficilmente accessibili mediante misure dirette.

In particolare, l'analisi CFD permette di:

- visualizzare il percorso dell'aria all'interno del generatore
- quantificare la distribuzione delle velocità e delle pressioni in regioni di interesse
- confrontare in modo diretto diverse soluzioni di ventilazione

Questo approccio ha consentito di valutare in modo quantitativo il miglioramento delle prestazioni di raffreddamento, fornendo indicazioni utili per l'ottimizzazione del sistema.

4. SVILUPPO DEL PROGETTO

Nei capitoli successivi vengono analizzati tutti i processi che sono stati necessari per preparare l'analisi di ventilazione del generatore dalla preparazione della geometria fino alla fase di simulazione vera e propria. I software che sono stati utilizzati sono:

- **Ansys SpaceClaim 2023** - Utilizzato per il *pre-processing* geometrico. Il software ha permesso la pulizia del modello CAD (*de-featuring*), la riparazione di eventuali discontinuità superficiali e l'estrazione precisa del dominio fluido di calcolo.
- **Ansys Meshing** - Il dominio è stato discretizzato in una griglia di calcolo non strutturata. Sono stati applicati controlli locali di raffinamento e strati prismatici in prossimità delle pareti per risolvere accuratamente il gradiente di velocità.
- **Ansys Fluent 2023** - Solutore a volumi finiti impiegato per la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes regolate dal tempo.
- **Inventor 2024** - un software di modellazione parametrica 3D e di progettazione assistita dal calcolatore professionale (CAD), orientato alla progettazione meccanica, alla simulazione e alla creazione di prototipi digitali utilizzato, nello specifico, per il disegno e la progettazione delle ventole.

È quindi di fondamentale importanza saper lavorare sia con i software CAD che con quelli di programmazione dell'ambiente di simulazione per garantire l'ottenimento di risultati il più possibile coerenti con la realtà.

Le simulazioni sono state condotte attraverso un pc portatile dotato di processore 13th Gen Intel(R) Core(TM) i5-1335U e 16 GB di RAM che hanno permesso di avere un discreto livello di qualità delle *mesh* e di conseguenza un buon livello di affidabilità dei risultati ottenuti.

4.1 Analisi della geometria

Una volta caricata la geometria completa in *Spaceclaim*, questa presenta elementi che, per l'obiettivo di studio, non hanno una particolare influenza di carattere ventilativo. Tra questi troviamo: viti, bulloni, smussi, arrotondamenti, superfici irregolari.

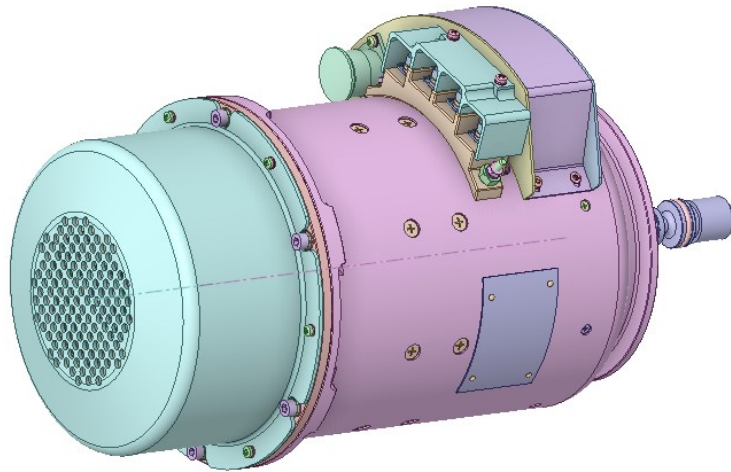


Figura 10: Generatore completo

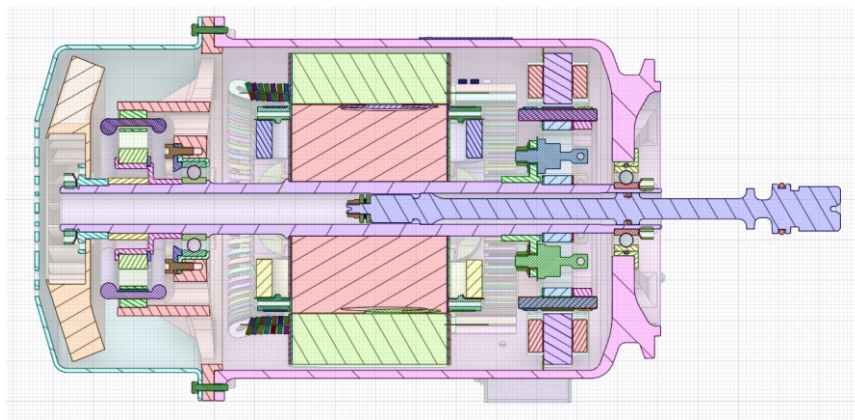


Figura 11: Sezione del generatore completo

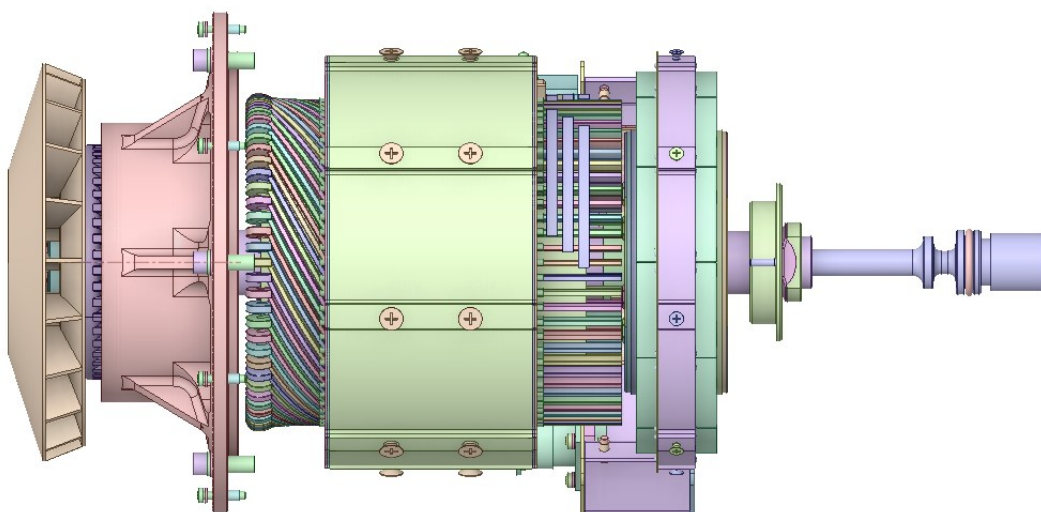


Figura 12: Generatore senza protezione e carcassa

La geometria viene quindi semplificata e liberata di tutti questi elementi che porterebbero ad appesantire il modello in un'ottica di costruzione della *mesh* e tempo computazionale in fase di simulazione.

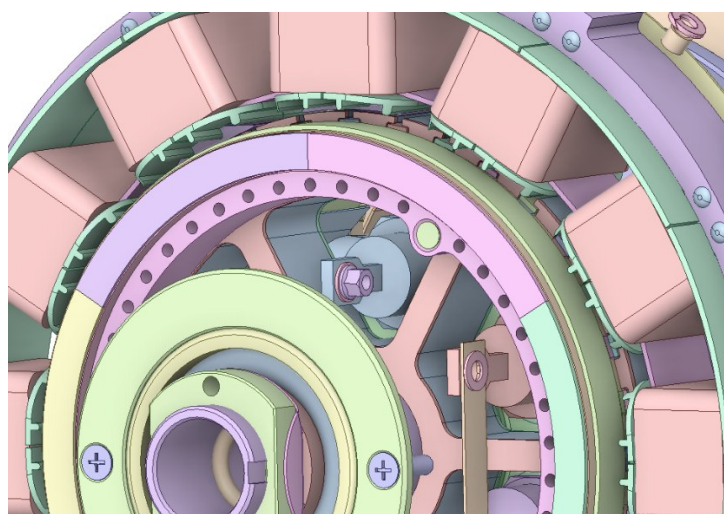


Figura 13: Rimozione smussi, viti ed elementi futili per l'analisi

Al fine di ripulire al meglio eventuali spigoli e angoli molto piccoli, sono state sfruttate le opzioni di riparazione della geometria che offre *Spaceclaim* (facce piccole, bordi inesatti, bordi extra, bordi di divisione ed eventuali interferenze) in modo da garantire che gli elementi fossero il più possibile “*mesh friendly*”.

Alcune componenti sono state ricostruite per consentire un miglior passaggio al processo di *mesh* e di conseguenza di simulazione del modello.

Alcuni esempi sono la ricostruzione degli avvolgimenti, listelli e lamierini nella zona tra rotore e statore.

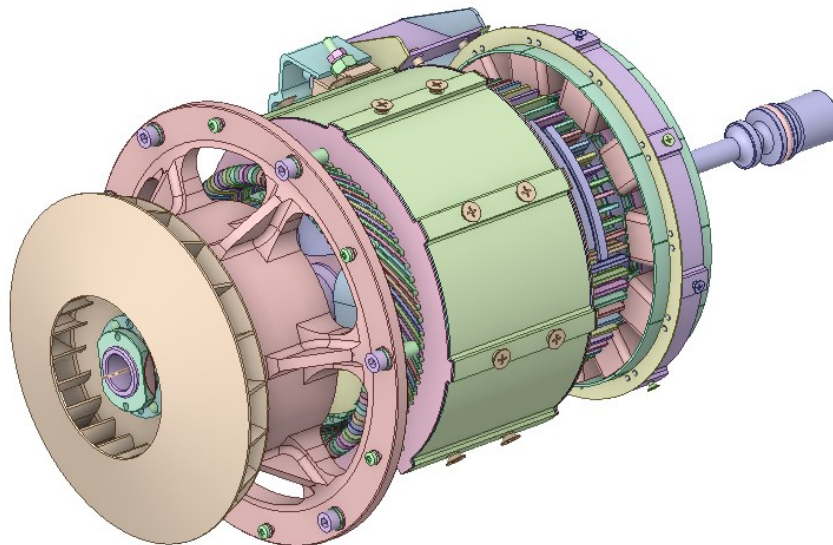


Figura 14: Generatore completo senza protezione e carcassa

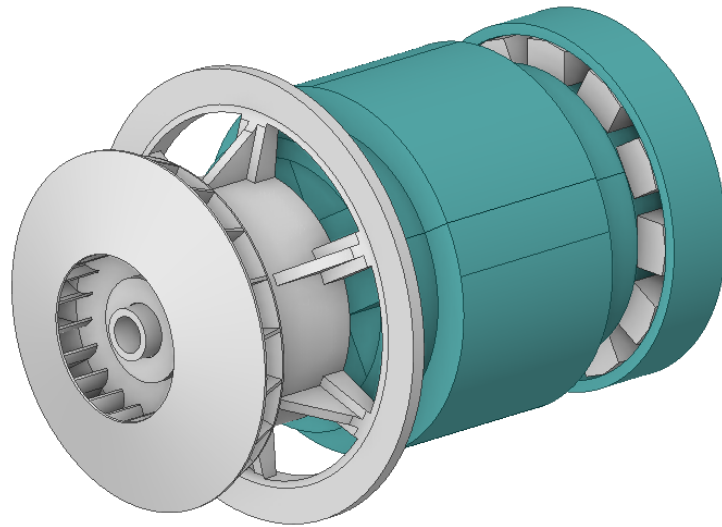


Figura 15: Generatore semplificato senza protezione e carcassa

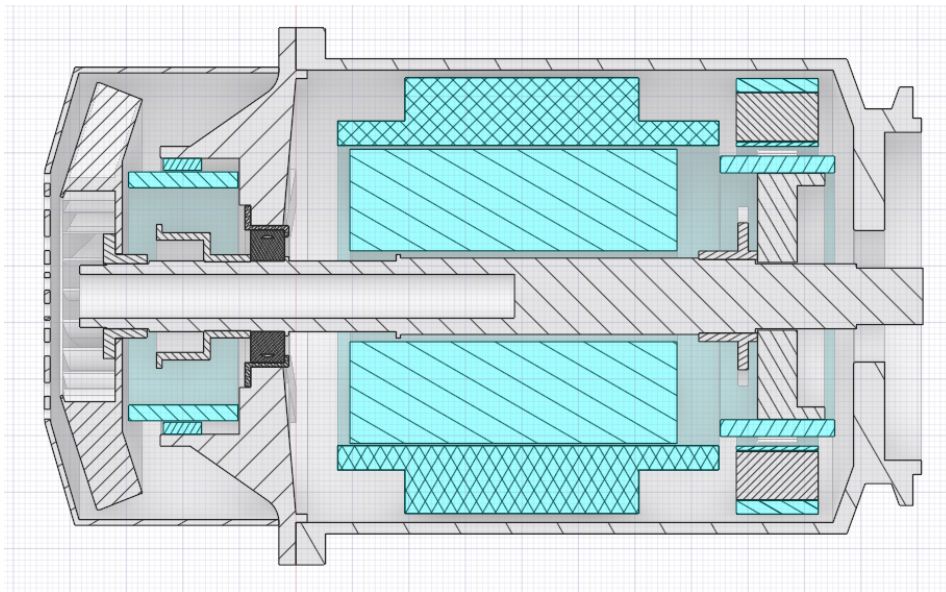


Figura 16: Sezione del generatore completo semplificato

Sempre all'interno della fase di analisi della geometria e considerando la fisica del problema, ovvero la presenza di flussi d'aria uniformi e flussi d'aria rotanti, è stata necessaria la costruzione di 3 diversi domini che caratterizzano il passaggio dell'aria: un dominio esterno chiamato *involucro* caratterizzato da flusso uniforme e condizioni

statiche, un dominio rotativo interno al generatore influenzato dalla rotazione della ventola e delle componenti e infine un dominio statico e statorico sempre all'interno del generatore che subisce in parte l'azione degli elementi rotanti.

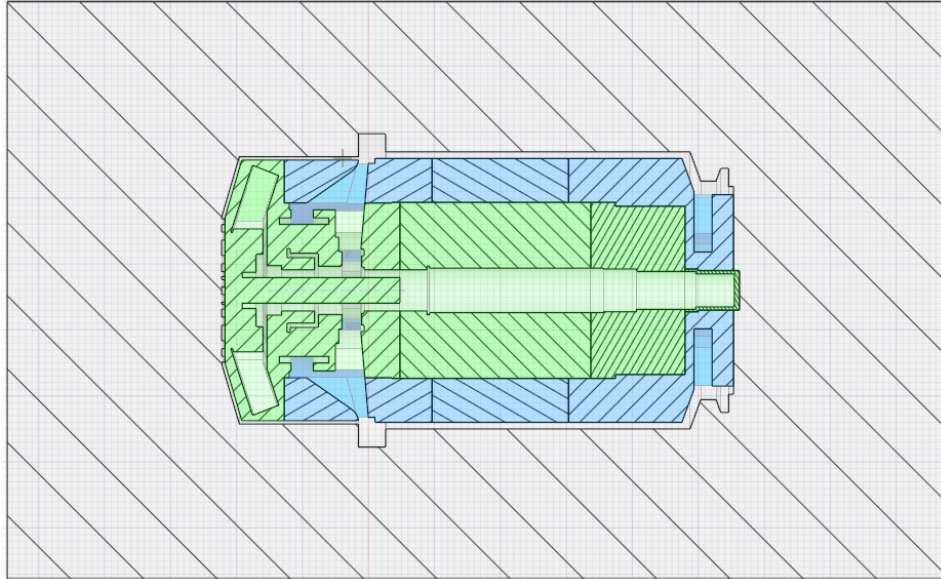


Figura 17: Modello semplificato: involucro (grigio), dominio rotante (verde), dominio statorico (blu)

La differenza cardine tra questo tipo di analisi rispetto a quelle di carattere strutturale sta proprio nella preparazione dell'ambiente di simulazione. In questo caso, infatti, gli elementi "fisici" e geometrici non verranno utilizzati direttamente nell'ambiente di simulazione insieme alle loro proprietà fisiche ma verranno estratti dai tre domini creati per il passaggio dell'aria. Quindi una volta creati i tre blocchi di dominio, le componenti vengono scavate da quest'ultime definendo di fatto i passaggi dell'aria. Di conseguenza, nell'ambiente di simulazione avremo solo la presenza dei tre domini liberi di ogni componente interna del generatore.

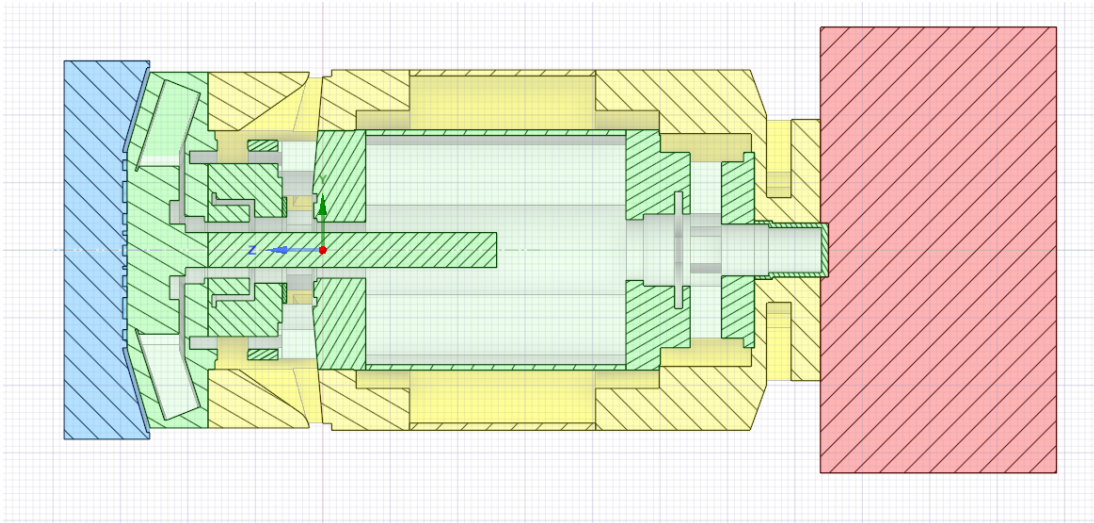


Figura 18: Sezione del modello completo, inlet (blu), outlet (rosso), dominio rotante (verde), dominio statorico (giallo)

In particolare, i domini rotante e statorico sono stati opportunamente partizionati per facilitare la fase successiva di creazione della griglia di elementi (*mesh*) e avere una suddivisione logica delle parti del generatore: ventola, rotore, statore, albero.

Siccome i domini si trovano a contatto l'uno con l'altro, è importante definire come le superfici in condivisione devono interagire tra di loro.

Per le superfici a contatto, inizialmente è stata applicata la *share topology*, ovvero una funzione di *Spaceclaim* che permette di definire, a partire da una certa distanza, la condivisione di una o più facce. Questa scelta è stata poi revisionata ed eliminata poiché *Fluent* è già in grado di riconoscere autonomamente le superfici a contatto garantendo poi il corretto passaggio del fluido (aria) tra le zone create.

Sempre all'interno di *Spaceclaim* sono state definite delle *named selection* relative alle varie sezioni che compongono il nostro modello:

- Involucro;
- ROT, dominio rotativo;
- STAT, dominio statorico;
- Inlet, la superficie del dominio d'aria in ingresso;

- *Outlet*, la superficie del dominio d'aria in uscita.

Queste *named selection* vengono trasferite prima al modulo *mesh* e poi direttamente in *Fluent*, il quale permette di definire qual è, per esempio, il dominio a cui viene imposta la rotazione.

4.2 Parametri della *mesh*

Nel modulo *mesh* sono stati impostati dei valori di *element size* per ogni sezione del dominio in modo da garantire almeno tre elementi di spessore per ogni dominio. Con questo criterio viene costruita la griglia anche nei modelli più complessi che vengono analizzati successivamente. La scelta di definire per ogni parte del dominio uno specifico *element size* ci consente di avere un ottimo controllo sullo sviluppo della *mesh*, soprattutto nelle regioni critiche del dominio come per esempio quelle caratterizzate da assottigliamenti e spazi molto ristretti (< 1mm).

La tipologia di elementi prevalentemente utilizzati per costruire la *mesh* sono quelli di tipo tetraedrico ed esaedrico.

Nella costruzione della *mesh*, oltre al numero di elementi, vengono considerati anche parametri di qualità della griglia tra cui *aspect ratio*, *skewnees* e *orthogonal quality*.

4.3 Parametri in Fluent

Una volta completata la *mesh*, questa viene caricata direttamente in *Fluent* dove vengono definite tutte le condizioni del nostro problema fisico: il tipo di fluido coinvolto, il solver, il modello, le condizioni di *boundary*, la velocità del dominio rotante ed infine il numero di time step, il numero di iterazioni per time step e lo step size per stabilire la durata della simulazione.

- Modello utilizzato: **k-epsilon**
- Materiale (fluido): **aria** (gas ideale non comprimibile)

- Temperatura aria in ingresso: 310.15K in condizioni di prova sperimentale, 343.15K in condizioni di lavoro
- *Cell zone condition* (dominio rotante): **mesh motion** (11400rpm, asse di rotazione $Z = -1 \rightarrow$ senso orario)
- Condizioni al bordo: **pressure-inlet** e **pressure-outlet** (pressione ambiente)
- Solutore: **SIMPLE**
- Discretizzazione:
 - Gradient – **Least Squares Cell based**
 - Pressure – **PRESTO!**
 - Momentum – **Second Order Upwind**
 - Turbulent Kinetic Energy – **Second Order Upwind**
 - Turbulent Dissipation Rate – **Second Order Upwind**
 - Energy – **First Order Upwind.**

Fondamentali sono la scelta dei parametri di simulazione come il numero di *TimeStep*, il numero di iterazioni per ogni *TimeStep* e lo *StepSize* [s]. Il numero di *TimeStep* moltiplicato per lo *StepSize* definisce la durata della simulazione.

Per problemi di questa natura, cioè oggetti che subiscono forti rotazioni come ventole, turbine o eliche è necessario impostare questi tre parametri in modo da riuscire a catturare lievi rotazioni del dominio per ogni *TimeStep*. In particolare, per avere una buona accuratezza nello studio del sistema, si cerca di rimanere intorno ai 5° - 10° di rotazione ad ogni *TimeStep* e inoltre la scelta del numero di iterazioni per ogni *TimeStep* deve garantire una diminuzione di continuity di almeno due ordini di grandezza per una buona affidabilità dei risultati.

Di conseguenza, tutto ciò comporta uno sforzo computazionale non indifferente, quindi, è fondamentale trovare il giusto compromesso tra tempo e peso computazionale.

Prima di effettuare lo studio della ventilazione del modello completo, sono state attuate delle scelte semplificative del modello per arrivare a studiare in modo più semplice il fenomeno e capire i parametri cardine che regolano la fisica del problema.

Per questo motivo sono stati sviluppati diversi modelli dal più semplificato a quello completo aggiungendo man mano componenti e condizioni sempre più verosimili alla realtà.

In seguito, viene presentato anche un modello che confronta una prova sperimentale effettuata in azienda con la conseguente prova numerica. La prova sperimentale è stata effettuata al banco per valutare:

- La velocità d'aria in ingresso considerando la componente di aspirazione della ventola a 11400 rpm;
- I valori del salto di pressione generati dalla ventola a diversi livelli di otturazione del tubo di aspirazione.

Questo passaggio è di fondamentale importanza al fine di validare il modello creato al computer rispetto al comportamento fisico reale. Allo stesso modo questa validazione permette anche alle successive simulazioni numeriche di avere un'affidabilità dei risultati nettamente più alte.

Affronteremo, nei capitoli successivi, i diversi modelli analizzandoli prima da un punto di vista geometrico per dare poi uno sguardo alla *mesh* così creata ed infine valutare i risultati ottenuti in *Fluent* considerando le condizioni impostate.

5. MODELLO SEMPLIFICATO

Prima di affrontare il modello completo, è utile analizzare la fisica in gioco partendo dal modello più semplice possibile per studiare come implementare le condizioni rotative della ventola e di tutte le componenti accoppiate all'albero.

5.1 Geometria

In questo modello sono presenti tre domini principali come già citato in precedenza: il dominio esterno (involucro) ed il dominio rotante e statorico presenti all'interno del generatore.

In questa configurazione precisa, viene valutato l'impatto delle componenti rotanti (ventola, rotore, albero) rispetto a quelle statoriche presenti all'interno del generatore.

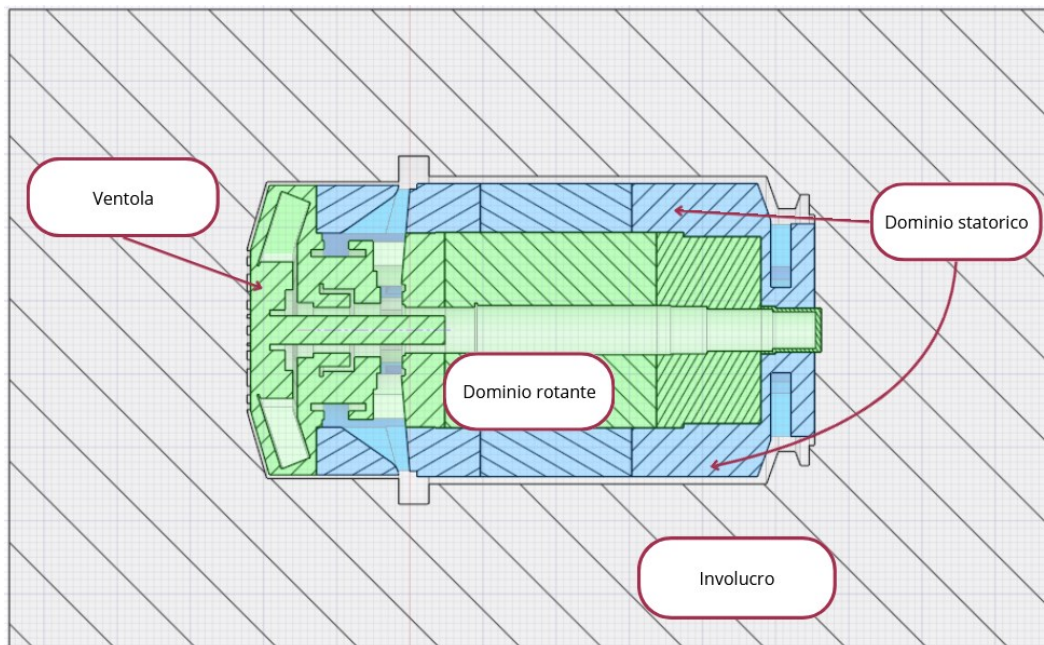


Figura 19: Sezione modello semplificato

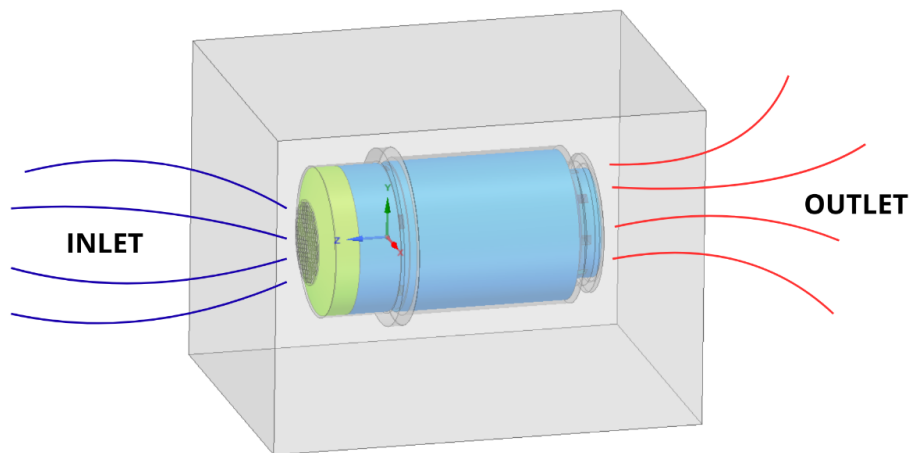


Figura 20: Modello semplificato #1 - Involucro (grigio), Dominio rotante (verde), Dominio statorico (blu)

5.2 Mesh

La *mesh* in questo caso è stata sviluppata migliorando la densità degli elementi nella zona del dominio rotante rispetto alla *mesh* automatica, in modo da garantire un certo livello di accuratezza nella regione più interessata del modello. Per fare ciò, è stato applicato un *local sizing* nel dominio rotante e statorico ottenendo un totale di 1'102'755 elementi tra tetraedri ed esaedri.

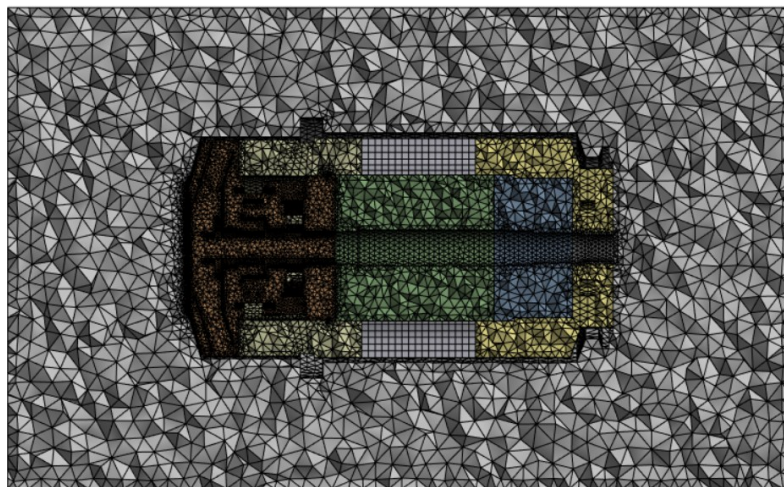


Figura 21: Mesh modello semplificato

5.3 Setup in Fluent

Al fine di valutare il comportamento del modello è stata scelta una velocità di rotazione del dominio (60 rpm) molto distante dal valore di studio effettivo (11400 rpm).

Gli altri parametri della simulazione sono già stati trattati al capitolo precedente.

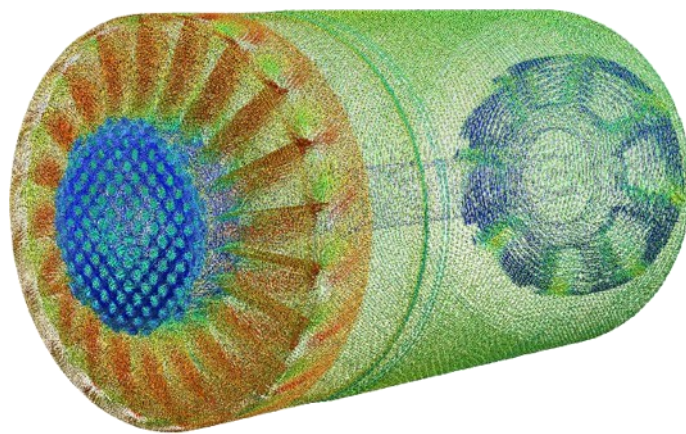


Figura 22: Rappresentazione dei vettori del modulo della velocità su Fluent

Come mostrato in Figura 22 il risultato ottenuto suggerisce come nella regione della ventola viene applicata una rotazione rispetto al normale flusso d'aria in ingresso. La rotazione del flusso nei pressi della ventola crea delle ripercussioni lungo tutto il generatore fino all'outlet, descrivendo in maniera coerente quello che è il comportamento fisico reale del generatore.

6. PROVA SPERIMENTALE E MODELLO CFD

In questo capitolo viene affrontato uno dei punti cardine del progetto, ovvero il confronto tra i risultati ottenuti durante la prova sperimentale al banco ed il modello CFD equivalente.

6.1 Descrizione della prova sperimentale al banco

Ai fini della validazione del modello CFD sviluppato nella presente tesi, l'analisi dei risultati sperimentali è stata focalizzata esclusivamente sulle grandezze direttamente confrontabili con l'output numerico del modello, ovvero:

- Il valore di velocità dell'aria a valle del generatore, nonché nella posizione presidiata dallo strumento di misura;
- Il salto di pressione generato dalla ventola;
- La portata volumetrica di aria registrata nella medesima porzione di dominio all'interno del generatore.

Ai fini di un'acquisizione dei valori di velocità e pressione più approfondita, sono state effettuate delle prove sperimentali a diverse velocità di rotazione della ventola ed anche a diversi livelli di resistenza del condotto di aspirazione variandone l'apertura.

6.2 Allestimento del banco prova

Il banco prova è stato configurato installando il generatore su un *drive bench* in grado di imporre una velocità di rotazione controllata. La ventola è stata montata all'interno della carcassa del generatore priva delle componenti elettriche interne, al fine di isolare il contributo fluidodinamico della sola ventilazione.



Figura 23: Generatore accoppiato al drive bench

All'ingresso del generatore è stato collegato un condotto di aspirazione cilindrico, così da garantire uno sviluppo adeguato del profilo di velocità e per consentire agli strumenti di poter ottenere delle misurazioni.

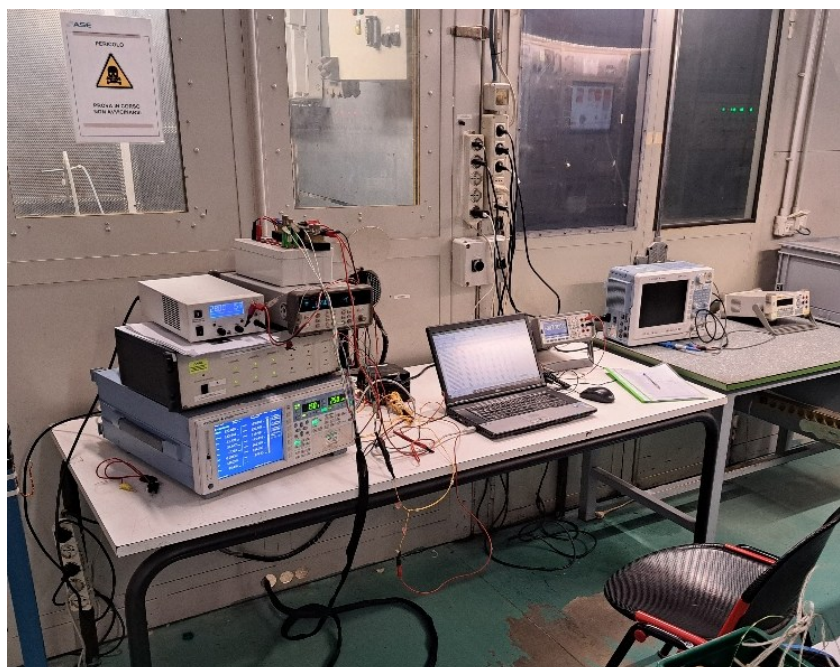


Figura 24: Setup degli strumenti di acquisizione dati

Nel condotto sono stati installati:

- un primo **tubo di Pitot**, per la misura della pressione totale e dinamica posto a monte della ventola;
- un secondo **tubo di Pitot**, posto a valle della ventola per la misura della pressione differenziale e velocità del flusso di aria;
- un **anemometro a filo caldo**, per la misura della velocità locale dell'aria in ingresso;
- due **termocoppie**, ovvero un sensore per la misura della temperatura dell'aria in ingresso e uno posto all'interno del generatore;
- una **presa statica**, ovvero un sensore di pressione posta nella sezione terminale del generatore perpendicolarmente alla direzione del flusso.

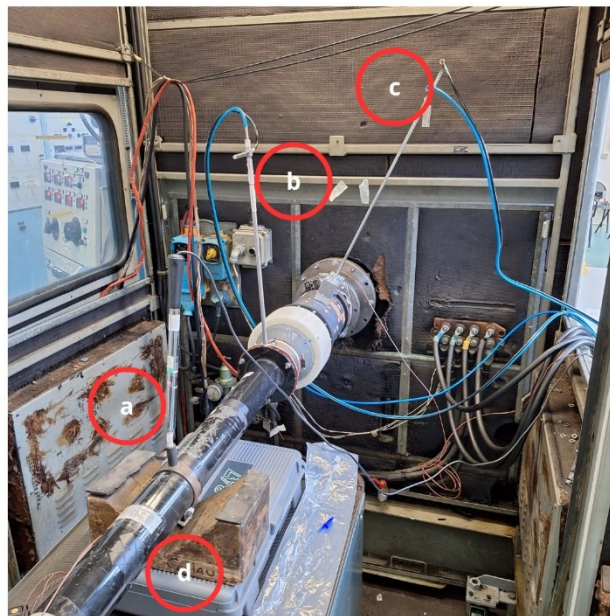


Figura 25: Setup della prova sperimentale - generatore, drive bench, condotto di ventilazione (d), anemometro (a), primo tubo di Pitot 1(b) e secondo tubo di Pitot (c)

Nello specifico, il tubo di Pitot è uno strumento che permette di misurare la differenza tra la pressione totale (di impatto) e la pressione statica di un fluido (aria, gas, liquidi).

L'anemometro è uno strumento largamente utilizzato nel mondo aeronautico per il calcolo della velocità dell'aria. Per l'esperimento è stato utilizzato un anemometro con filo a caldo che misura la velocità dell'aria sfruttando il raffreddamento di un sottile filo riscaldato elettricamente: più velocemente scorre l'aria, più il filo si raffredda, diminuendo la sua resistenza elettrica che viene poi convertita in un valore di velocità e portata.

L'utilizzo di una coppia di tubi di Pitot ci permette di valutare il gradiente di pressione imposto dalla ventola e determinare quindi anche la caduta di pressione tra la sezione prima e dopo la ventola.

6.3 Procedura di misura

La velocità di rotazione imposta dal *drive bench* è di 10800-11400-12000-12800-13600 rpm e sono stati acquisiti i seguenti dati sperimentali:

- temperatura dell'aria in ingresso e all'interno della carcassa T [K];
- pressione atmosferica p_{amb} [Pa];
- pressione totale p_t e pressione dinamica p_d a monte ed a valle del generatore;
- velocità dell'aria prima e dopo la ventola;
- portata volumetrica prima della ventola.

Densità dell'aria

La densità dell'aria è stata calcolata utilizzando l'equazione di stato dei gas ideali:

$$\rho = \frac{p_{amb}}{R T} \quad (6.1)$$

dove:

- p_{amb} è la pressione atmosferica [Pa];
- T è la temperatura dell'aria in ingresso [K];
- $R = 287.05$ [J/(kg · K)] è la costante specifica dell'aria.

La temperatura dell'aria in ingresso al momento dell'esperimento è tra 296,45 K e 303 K e la pressione registrata il giorno della prova è di 99240 Pa.

Portata volumetrica

La portata volumetrica è stata calcolata considerando il valore di velocità dell'aria misurato dall'anemometro posizionato al centro nel condotto di ventilazione in ingresso, moltiplicato per la sezione di quest'ultimo.

6.4 Risultati sperimentali

Tutti i parametri utili per lo studio della ventilazione sono stati riportati su un foglio Excel tramite tabella. I parametri si distinguono per la posizione in cui sono stati acquisiti, ovvero prima e dopo la ventola.

BEFORE FAN																								
VENTILATION CURVE	GEOMETRIC PARAMETERS					TEST TEMP		PITOT										ANEMOMETER						
	Generator Input speed	Duct diameter	Duct Section	Air duct reduction	Effective area	Inlet Air Temperature		P_dyn (Pitot)		P_tot relative (Pitot)		P_stat relative (Pitot)		P_amb	Inlet Air Density	Air speed	Volumetric Airflow	Volumetric Airflow verification	Mass Airflow	Air Speed	Volumetric Airflow	Mass Airflow	P_dyn (anemometer)	Dynamic Pressure Error
	(rpm)	(m)	(m ²)	%	(m ²)	°C	K	Pa	mm H ₂ O	Pa	mm H ₂ O	Pa	mm H ₂ O	Pa	kg/m ³	m/s	m ³ /s	m ³ /s	kg/s	m/s	m ³ /s	kg/s	Pa	Pa
11400	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	24.30	297.45	294.2	30.0	-10.8	-1.1	-305.0	-31.1	93240.0	1.15872	22.53368814	0.0917	0.065889035	0.106	23.2	0.09439	0.109	311.4	-17.2	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	23.70	296.85	275.2	28.1	-329.8	-33.6	-605.1	-61.7	93241.0	1.15755	21.8075013	0.0888	0	0.103	21.7	0.08832	0.102	272.4	2.9	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	23.20	296.35	237.3	24.2	-686.8	-70.0	-924.1	-94.2	93242.0	1.15577	20.26439342	0.0825	0	0.095	20.6	0.08372	0.097	244.3	-7.0	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	23.30	296.45	134.5	13.7	-1534.4	-156.5	-1669.0	-170.2	93243.0	1.14663	15.31882322	0.0624	0	0.072	16.6	0.06768	0.078	158.4	-23.9	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	23.30	296.45	23.9	2.4	-2645.3	-269.8	-2669.2	-272.2	93244.0	1.13489	6.493493863	0.0264	0	0.03	7.0	0.02844	0.032	27.68	-3.8	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	23.30	296.45	3.1	0.3	-3073.0	-313.4	-3076.1	-313.7	93245.0	1.13012	2.356531261	0.0096	0	0.011	0.0	0.00019	2E-04	0.001	3.1		
12000	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	22.00	295.15	349.5	35.6	-117.9	-12.0	-467.4	-47.7	98430.0	1.15627	24.58666963	0.1001	0.070995746	0.116	22.8	0.09291	0.107	301.1	48.4	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	22.00	295.15	320.7	32.7	-341.4	-34.8	-662.1	-67.5	98430.0	1.15397	23.57419367	0.096	0	0.111	23.3	0.09485	0.109	313.1	7.5	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	22.00	295.15	249.5	25.4	-739.2	-75.4	-988.6	-100.8	98430.0	1.15012	20.82802061	0.0848	0	0.098	22.0	0.08955	0.103	278.2	-28.7	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	21.50	294.65	142.0	14.5	-1693.9	-172.7	-1835.9	-187.2	98430.0	1.14205	15.76891728	0.0642	0	0.073	17.3	0.07052	0.081	171.3	-29.3	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	21.75	294.30	28.4	2.9	-2915.1	-297.3	-2943.6	-300.2	98430.0	1.12800	7.100767024	0.0289	0	0.033	7.8	0.03184	0.036	34.49	-6.1	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	23.70	296.85	1.2	0.1	-3242.6	-330.7	-3243.8	-330.8	98430.0	1.11707	1.451482919	0.0059	0	0.007	0.1	0.00031	3E-04	0.003	1.2		
12800	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	23.00	296.15	394.6	40.2	-137.1	-14.0	-531.7	-54.2	98430.0	1.15161	26.17802968	0.1066	0.070992036	0.123	24.3	0.09905	0.114	340.8	53.8	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	22.80	295.95	352.2	35.9	-392.8	-40.1	-745.1	-76.0	98430.0	1.14988	24.75159822	0.1008	0	0.116	23.8	0.0969	0.111	325.7	26.6	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	23.20	296.35	283.2	28.9	-830.8	-84.7	-1114.0	-113.6	98430.0	1.14399	22.2509505	0.0906	0	0.104	22.4	0.09128	0.104	287.5	-4.3	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	22.70	295.85	165.3	16.9	-1906.7	-194.4	-2072.0	-211.3	98430.0	1.13460	17.07105725	0.0695	0	0.079	19.1	0.07768	0.088	206.5	-41.2	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	22.70	295.85	30.0	3.1	-3299.1	-336.4	-3329.1	-339.5	98430.0	1.11984	7.320554681	0.0298	0	0.033	8.0	0.03045	0.037	36.1	-6.1	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	23.00	296.15	0.6	0.1	-3740.8	-381.5	-3741.4	-381.5	98430.0	1.11385	1.027832441	0.0042	0	0.005	0.1	0.00065	5E-04	0.007	0.6		
13600	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	22.50	295.65	428.5	43.7	-157.1	-16.0	-585.6	-59.7	99120.0	1.16105	27.16911371	0.1106	0.08088852	0.128	23.7	0.09661	0.112	326.8	101.7	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	22.20	295.35	406.0	41.4	-428.3	-43.7	-834.3	-85.1	99121.0	1.15931	26.46433509	0.1077	0	0.125	24.4	0.0992	0.115	344.1	61.9	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	22.00	295.15	339.7	34.6	-944.5	-96.3	-1284.0	-131.0	99122.0	1.15401	24.25474428	0.0988	0	0.114	23.4	0.09527	0.11	316.2	23.5	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	21.50	294.65	197.5	20.1	-2147.3	-219.0	-2344.8	-239.1	99123.0	1.14423	18.57949595	0.0756	0	0.087	19.4	0.07891	0.09	214.9	-17.4	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	21.70	294.85	39.6	4.0	-3727.1	-380.1	-3766.7	-384.1	99124.0	1.12667	8.385382461	0.0341	0	0.038	8.4	0.03427	0.039	39.9	-3.3	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	21.80	294.95	7.8	0.8	-4320.5	-440.6	-4328.4	-441.4	99125.0	1.11966	3.743367442	0.0152	0	0.017	0.1	0.00028	3E-04	0.003	7.8		
10800	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	23.15	296.30	277.1	28.3	-104.3	-10.6	-381.5	-38.9	98240.0	1.15056	21.94786306	0.0894	0.063310446	0.103	20.8	0.08452	0.097	247.9	29.2	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	22.70	295.85	238.3	24.3	-295.7	-30.2	-534.0	-54.9	98240.0	1.15051	20.35251586	0.0829	0	0.095	20.5	0.08355	0.096	242.2	-3.9	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	23.00	296.15	197.3	20.1	-602.9	-61.5	-800.2	-81.6	98240.0	1.14622	18.55416075	0.0755	0	0.087	18.9	0.07703	0.088	205.2	-7.9	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	22.70	295.85	117.9	12.0	-1356.0	-138.3	-1473.8	-150.3	98240.0	1.13945	14.38354674	0.0586	0	0.067	14.9	0.06058	0.069	126.1	-8.3	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	22.70	295.85	19.4	2.0	-2370.7	-241.8	-2390.1	-243.7	98240.0	1.12866	5.865598071	0.0239	0	0.027	7.0	0.0286	0.032	27.84	-8.4	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	23.70	296.85	0.2	0.0	-2780.6	-283.6	-2780.8	-283.6	98240.0	1.12027	0.591717364	0.0024	0	0.003	0.1	0.00022	2E-04	0.002	0.2		

Tabella 1: Dati acquisiti prima della ventola

AFTER FAN																							
VENTILATION CURVE	GEOMETRIC PARAMETERS					TEST TEMP		PITOT										PRESA STATICA					
	Generator Input speed	Duct diameter	Duct Section	Air duct reduction	Effective area	Middle Air Temperature		P_dyn (Pitot)		P_tot relative (Pitot)		P_stat relative (Pitot)		P_amb	Middle Air Density	Air speed	Volumetric Airflow	Mass Airflow	P_stat	Static Pressure Error			
	(rpm)	(m)	(m ²)	%	(m ²)	°C	K	Pa	mm H ₂ O	Pa	mm H ₂ O	Pa	mm H ₂ O	Pa	kg/m ³	m/s	m ³ /s	kg/s	Pa	mm H ₂ O	Pa		
11400	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	30.60	303.75	204.6	20.9	505.5	51.5	300.8	30.7	93240.0	1.14164	18.93435343	0.0771	0.088010142	1069	109.1	1069	109.1	768.6	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	31.70	304.85	180.4	18.4	462.8	47.2	282.6	28.8	93241.0	1.13732	17.80968142	0.0725	0.082469461	1014	103.4	1014	103.4	731.2	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	32.40	305.55	176.8	18.0	377.5	38.5	200.8	20.5	93242.0	1.13379	17.66103073	0.0719	0.081527531	910.4	92.8	910.4	92.8	709.5	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	32.40	305.55	121.1	12.4	207.6	21.2	86.5	8.8	93243.0	1.13250	14.62311704	0.0595	0.067426936	534	60.8	534	60.8	507.5	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	33.00	306.15	28.8	2.9	38.4	3.9	9.6	1.0	93244.0	1.12942	7.145084126	0.0291	0.032856155	207.1	21.1	207.1	21.1	197.5	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	42.20	315.35	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	93245.0	1.09637	0	0	0	0	0	0	0	0	
12000	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	30.20	303.35	222.3	22.7	572.3	58.4	350.3	35.7	98430.0	1.13441	19.79544326	0.0806	0.09143001	1131	115.3	1131	115.3	780.4	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	30.00	303.15	209.9	21.4	523.3	53.4	313.6	32.0	98430.0	1.13473	19.23494113	0.0783	0.088866802	1069	109.0	1069	109.0	755.6	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	30.00	303.15	189.1	19.3	424.5	43.3	235.5	24.0	98430.0	1.13384	18.2654974	0.0744	0.084321195	944.2	96.3	944.2	96.3	708.6	
	0.035	0.000962	-51.4%	0.000962	30.20	303.35	128.6	13.1	226.0	23.1	97.5	9.9	98430.0	1.13150	15.07533804	0.0614	0.069450875	625	63.7	625	63.7	527.5	
	0.02	0.000314	-72.2%	0.000314	33.00	306.15	49.0	5.0	27.6	2.8	-21.4	-2.2	98430.0	1.11980	9.354969331	0.0381	0.04265192	201.9	20.6	201.9	20.6	223.3	
0	0.000000	-100.0%	0.000000	47.40	320.55	19.4	2.0	1.4	0.1	-18.0	-1.8	98430.0	1.06953	6.023700396	0.0245	0.026230875	53.84	5.5	53.84	5.5	71.9		
12800	0.072	0.004072	0.0%	0.004072	32.00	305.15	259.9	26.5	656.8	67.0	397.1	40.5	98430.0	1.12825	21.46407307	0.0874	0.098538958	1319	134.5	1319	134.5	922.0	
	0.055	0.002376	-23.6%	0.002376	32.20	305.35	246.6	25.2	599.0	61.1	352.6	36.0	98430.0	1.12700	20.91803153	0.0852	0.095984425	1236	126.1	1236	126.1	883.8	
	0.0475	0.001772	-34.0%	0.001772	32.00	305.15	217.8	22.2	490.2	50.0	272.6	27.8	98430.0	1.12683	19.65944324	0.08	0.090195715	1092	111.4	1092	111.4	819.6	
	0.035	0.000962	-51.4%																				

Per la velocità di rotazione pari a 11400 rpm, i valori di velocità dell'aria misurati risultano compresi indicativamente tra circa **22.5 m/s** prima e **18.9 m/s** dopo la ventola con condotto completamente aperto.

La riduzione progressiva della sezione di aspirazione comporta, inoltre, una diminuzione monotona della portata volumetrica così come per la velocità del flusso, coerente con l'aumento della resistenza fluidodinamica del sistema.

Valori analoghi, ma leggermente superiori, sono stati osservati per velocità di rotazione più elevate, confermando la dipendenza della ventilazione dalla velocità di rotazione del generatore.

Per la velocità di rotazione di 11400 rpm la pressione totale registrata si divide in questo modo nel caso, per esempio, di condotto completamente aperto:

- **-10,8 Pa**, prima della ventola;
- **505,5 Pa** dopo la ventola.

Un valore negativo di pressione totale indica che la ventola sta compiendo del lavoro per permettere all'aria di essere spinta.

Il salto di pressione aumenta con il diminuire della sezione del condotto in ingresso, partendo da un valore di **516,3 Pa** con condotto totalmente aperto fino ad un valore di **3073 Pa** quando il condotto viene chiuso.

All'aumentare della resistenza imposta dal condotto di aspirazione, il salto di pressione cresce in modo regolare, delineando l'andamento tipico della curva caratteristica di una ventola.

L'andamento dei valori di velocità e salto di pressione risulta coerente dal punto di vista fisico: a condizioni di elevata portata (condotto aperto) corrispondono valori di velocità maggiori e salti di pressione ridotti, mentre in condizioni di elevata resistenza (condotto parzialmente o completamente chiuso) la velocità dell'aria diminuisce e il salto di pressione aumenta significativamente.

Questa relazione costituisce il riferimento sperimentale utilizzato per la validazione del modello CFD.

La simulazione CFD analizza la prova sperimentale in condizioni di condotto totalmente aperto e successivamente con condotto aperto al 50% con una rotazione della ventola e dell'albero a 11400 rpm.

Il confronto tra risultati sperimentali e numerici viene effettuato valutando la capacità del modello di riprodurre:

- l'ordine di grandezza delle velocità dell'aria a valle della ventola, in corrispondenza del secondo tubo di Pitot;
- l'andamento della portata volumetrica di aria.

Non è stato ritenuto opportuno utilizzare la pressione totale come parametro di validazione. Tale scelta è motivata dalla significativa differenza tra il dominio sperimentale e quello numerico per quanto riguarda la lunghezza del condotto di ingresso dell'aria. In particolare, nel setup sperimentale il flusso si sviluppa all'interno di un condotto di lunghezza maggiore, determinando una distribuzione di pressione differente rispetto a quella ottenuta nel modello CFD, dove, per esigenze di semplificazione geometrica e riduzione dei costi computazionali, il condotto è stato accorciato.

Questa discrepanza comporta che la condizione al contorno di pressione imposta all'ingresso del dominio numerico non sia direttamente equivalente a quella presente nella configurazione sperimentale, rendendo il confronto dei valori di pressione totale poco significativo.

Nel paragrafo successivo viene descritta la costruzione del modello numerico utilizzato per simulare la configurazione sperimentale e il confronto quantitativo tra risultati CFD e dati della prova.

6.5 Impostazione del modello numerico equivalente

La costruzione del modello per il confronto sperimentale parte dallo studio degli elementi dell'esperimento, ovvero: il condotto cilindrico in ingresso, la protezione e la

carcassa esterna del generatore, la ventola e l'albero direttamente accoppiati con il banco di prova. Per fini modellistici è stato necessario creare un condotto di aria in uscita (*outlet*).

Successivamente viene costruita la griglia di elementi (*mesh*) prima di impostare i parametri di simulazione direttamente in *Fluent*.

6.5.1 Geometria

Tutti gli elementi vengono importati in *Spaceclaim* e vengono effettuati i passaggi già affrontati nei capitoli precedenti. A differenza dei modelli già creati, quello in questione necessita della modellizzazione del condotto cilindrico in ingresso (*inlet*), rispettando le dimensioni riportate nella tabella, e di un dominio di uscita dell'aria (*outlet*).

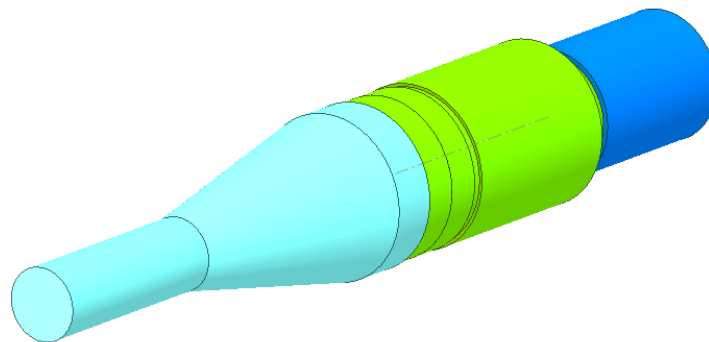


Figura 26: Modello equivalente della prova sperimentale – Inlet (azzurro), Dominio rotante (verde), Outlet (blu)

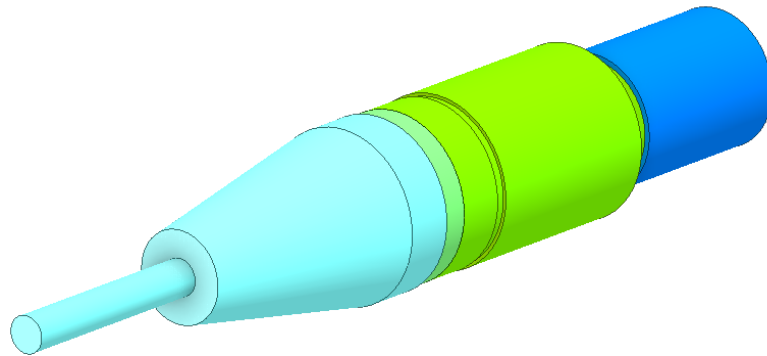


Figura 27: Modello equivalente della prova sperimentale con metà condotto

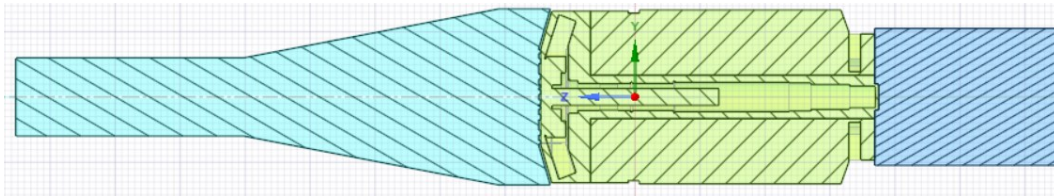


Figura 28: Sezione del modello equivalente

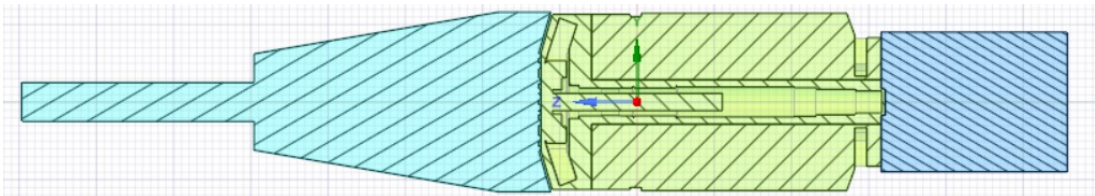


Figura 29: Sezione del modello equivalente con metà condotto

6.5.2 Mesh

Per quanto riguarda la costruzione della griglia di elementi, ogni entità è stata discretizzata secondo un *local sizing* specifico. Per esempio, la regione caratterizzata dalla presenza della ventola presenta elementi molto più piccoli rispetto al condotto di

aspirazione in ingresso. Questo permette al modello di essere significativamente più preciso nella zona di interesse, ovvero dove il flusso d'aria diventa molto turbolento.

Per l'analisi in questione sono stati utilizzati 1,6 milioni di elementi tetraedrici per il modello con condotto totalmente aperto e 1,4 milioni per l'equivalente con metà condotto, mantenendo un buon livello di qualità degli elementi:

- *Orthogonal quality* media di 0.72;
- *Cell equiangle skewness* media di 0.33;
- *Cell equivolume skewness* media di 0.27.

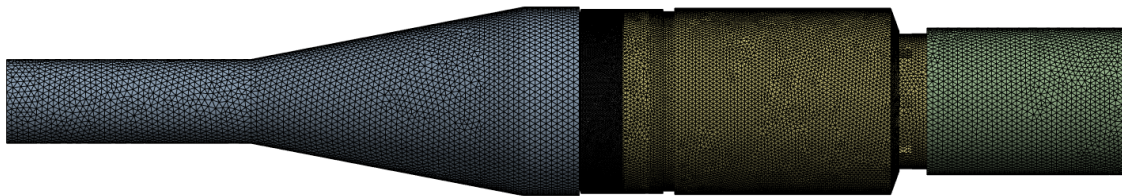


Figura 30: Mesh del modello sperimentale equivalente

6.5.3 Fluent

Per rendere il più coerente la simulazione numerica sono stati impostati i parametri in *Fluent* già discussi nei capitoli precedenti.

Una considerazione importante va fatta per quanto riguarda la scelta del tempo di simulazione, quindi il numero di *TimeStep*, numero di iterazioni per *TimeStep* ed il *TimeStep size*. Questi parametri sono fondamentali nell'analisi, perché da questi dipendono la durata della simulazione e gli oneri da un punto di vista di tempo computazionale.

Oltre alla definizione dei parametri di pressione e temperatura, un aspetto cruciale nella scelta dei parametri risiede nella velocità di rotazione della ventola: a 11400 giri al minuto la ventola esegue 190 giri completi al secondo.

Per una buona analisi della turbolenza dell'aria e della rotazione della ventola è necessario riuscire a catturare ad ogni *TimeStep* leggere variazioni angolari della

ventola. Come già accennato nei capitoli precedenti, si cerca di rimanere tra i 5°-10° per *TimeStep* considerando la velocità di rotazione della ventola.

Rispettando questi parametri il numero di *TimeStep* è stato impostato a 1050 con uno *step size* di 1.42e-04 [s] e 25 iterazioni per ogni *TimeStep*.

Nella simulazione vengono così analizzati 0.15 secondi di rotazione della ventola che corrispondono a 28.5 giri di quest'ultima.

Il test effettuato per comprendere se il sistema fosse a regime è stato quello di calcolare la *mass-flow rate*, ovvero la portata di aria in ingresso ed in uscita: nel momento in cui i due valori fossero pressoché simili, avremmo potuto decretare il raggiungimento del regime per il sistema.

In questo senso, la differenza di portata tra l'ingresso e l'uscita, calcolate al termine della simulazione, presenta uno scarto dello 0.007% che è approssimativamente trascurabile e sancisce che il sistema è a regime.

Le simulazioni ha avuto una durata di circa 27-30 ore e non hanno presentato forti oscillazioni a livello di residui.

6.6 Confronto tra risultati sperimentali e numerici

I risultati ottenuti al termine delle simulazioni in riferimento ai valori di velocità dell'aria e portata volumetrica per il modello con condotto pieno sono i seguenti:

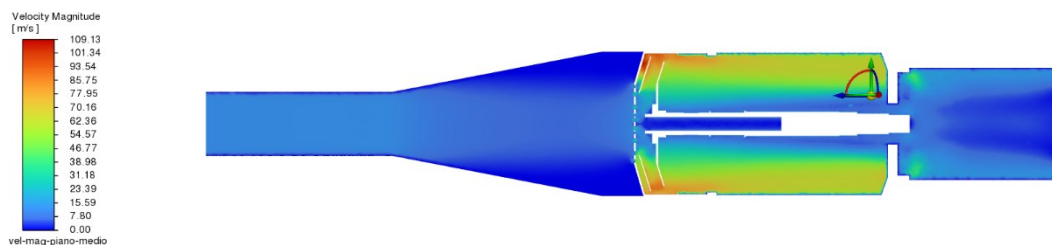


Figura 31: Risultati del modulo di velocità del modello con condotto pieno

Il confronto tra i valori sperimentali e quelli numerici segna un esito della simulazione con una differenza media di circa il 15% in meno per quanto riguarda il valore di velocità dell'aria misurato dal tubo di Pitot posto a valle del generatore. Il punto mostrato in Figura 32 indica la posizione dello strumento durante la prova. Il tubo di Pitot misura un parametro locale, mentre il campo CFD evidenzia una distribuzione non uniforme della velocità, tra **12 m/s** e **20 m/s** rispetto ai **18,9 m/s** forniti dallo strumento durante la prova.

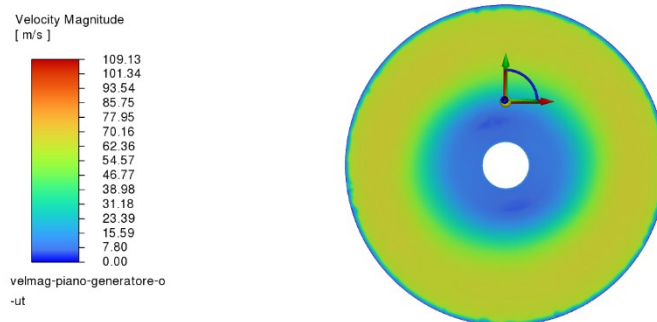


Figura 32: Modulo della velocità nella posizione del secondo tubo di Pitot

Il valore di portata volumetrica registrato dalla prova sperimentale è di **0,0770913 m³/s** nella sezione terminale del generatore, mentre dalla simulazione CFD la portata volumetrica registra un valore medio di **0,055084455 m³/s** evidenziando una differenza del 28%. Questo significa che il modello introduce una sovrastima delle perdite di carico complessive del sistema: la simulazione CFD osserva più resistenza al passaggio dell'aria rispetto a quanto avviene realmente nella prova sperimentale.

Il modello **SST k- ω** è generalmente più accurato per sistemi con forti separazioni del flusso, ma per motivi di limitatezza dell'hardware e pesantezza computazionale non è stato possibile implementarlo.

Valutiamo ora i risultati ottenuti dal modello CFD relativo alla configurazione con condotto di ingresso parzialmente ostruito (apertura al 50%), analizzando in particolare il campo di velocità e la portata volumetrica.

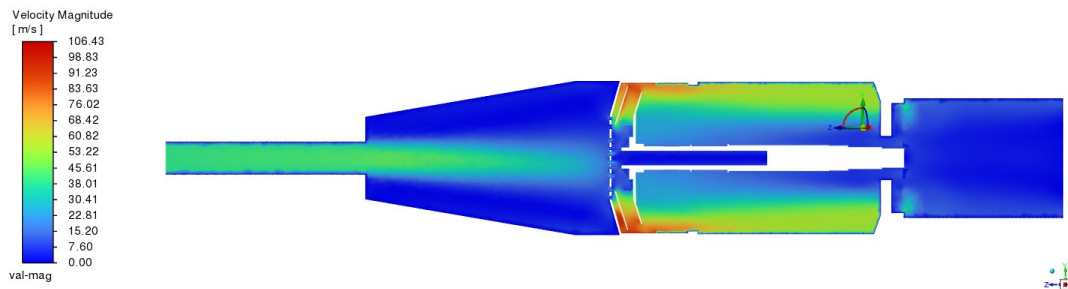


Figura 33: Risultati del modulo di velocità del modello con condotto al 50%

Dall'analisi del campo di velocità in ingresso si osserva un profilo non uniforme e caratterizzato da valori localmente elevati, non pienamente coerenti con quanto registrato nella prova sperimentale. Tale comportamento è tuttavia giustificabile alla luce delle condizioni geometriche e delle ipotesi modellistiche adottate.

In primo luogo, la riduzione della sezione efficace di passaggio del fluido comporta, per effetto della conservazione della massa, un aumento della velocità locale nelle regioni disponibili al flusso. Tale fenomeno è ulteriormente accentuato dalla presenza di forti gradienti di velocità e possibili separazioni del flusso, tipiche di configurazioni con restringimenti geometrici marcati.

Inoltre, il modello numerico impiegato ($k-\varepsilon$) presenta limitazioni nella predizione accurata di flussi con elevata separazione e ricircolo rispetto a modelli più avanzati come l'SST $k-\omega$, la cui implementazione non è stata perseguita a causa di vincoli legati ai costi computazionali.

Un ulteriore elemento di discontinuità tra modello numerico e prova sperimentale è rappresentato dalla differente geometria del condotto di ingresso. In particolare, nella configurazione reale il flusso si sviluppa lungo un tratto più lungo, consentendo una distribuzione più uniforme della velocità prima dell'interazione

con la ventola. Nel modello CFD, al contrario, la condizione al contorno di pressione ambiente è imposta in una posizione più prossima alla ventola, riducendo lo sviluppo del flusso e influenzando la distribuzione delle velocità.



Figura 34: Modulo della velocità nella posizione del secondo tubo di Pitot per il modello con condotto al 50%

Il profilo di velocità in corrispondenza dell'intorno del punto mostrato in Figura 34 mostra un valore di velocità dell'aria compreso tra **8 m/s** e **16 m/s** rispetto ai **14,62 m/s** misurati dallo strumento che indicano uno scostamento medio di circa il **17%** in meno.

Per quanto riguarda la portata volumetrica, il valore medio ottenuto numericamente nella sezione corrispondente alla posizione del secondo tubo di Pitot risulta pari a **0.0385 m³/s**, a fronte di un valore sperimentale di **0.0595 m³/s**, evidenziando uno scostamento pari a circa il 35%. Tale differenza è attribuibile principalmente alle semplificazioni geometriche adottate, in particolare alla rappresentazione del condotto di ingresso, alla riduzione della sua lunghezza ed alla definizione delle condizioni al bordo, nonché alle limitazioni del modello di turbolenza utilizzato.

Nonostante tali discrepanze, il modello CFD è in grado di riprodurre correttamente i fenomeni fisici principali, evidenziando un comportamento coerente con la riduzione della sezione di passaggio e con le conseguenti variazioni del campo di

velocità e della portata. Pertanto, il modello può essere considerato adeguato ad un'analisi di tipo qualitativo e per il confronto relativo tra diverse configurazioni operative.

6.7 Considerazioni sulla validazione del modello CFD

L'analisi comparativa tra i risultati numerici e i dati sperimentali, condotta sulle configurazioni con condotto pieno e con condotto parzialmente ostruito al 50%, consente di trarre alcune considerazioni rilevanti ai fini della validazione del modello CFD sviluppato.

In primo luogo, si osserva come il modello numerico sia in grado di riprodurre correttamente l'ordine di grandezza delle velocità del flusso nella sezione di uscita del generatore, con uno scostamento contenuto nel caso del condotto pieno (circa 10%) e comunque coerente anche nella configurazione parzializzata. È importante sottolineare che la misura sperimentale mediante tubo di Pitot rappresenta una grandezza locale, mentre il campo di velocità ottenuto tramite CFD evidenzia una distribuzione non uniforme nella sezione, caratterizzata da significativi gradienti radiali. Di conseguenza, il confronto puntuale risulta intrinsecamente sensibile alla posizione della misura, ma rimane comunque rappresentativo in termini di validazione qualitativa.

Per quanto riguarda la portata volumetrica, gli scostamenti riscontrati (pari a circa il 28% per il condotto pieno e al 35% per il condotto al 50%) risultano più marcati, ma possono essere giustificati alla luce delle semplificazioni geometriche adottate e delle differenze tra il dominio numerico e il setup sperimentale. In particolare, la riduzione della lunghezza del condotto di ingresso nel modello CFD comporta una diversa evoluzione del flusso a monte della ventola, influenzando sia la distribuzione delle velocità sia le perdite di carico complessive del sistema. A ciò si aggiungono le limitazioni del modello di turbolenza utilizzato, che può non catturare in maniera ottimale fenomeni di separazione e ricircolo presenti nelle configurazioni più critiche.

Nonostante tali differenze quantitative, il modello CFD risulta in grado di descrivere correttamente i fenomeni fisici dominanti del sistema, quali l'accelerazione del flusso in presenza di restringimenti, la non uniformità del profilo di velocità e l'influenza della geometria del condotto sulle prestazioni complessive della ventilazione. In particolare, il confronto tra le due configurazioni evidenzia un comportamento coerente con le aspettative fisiche, mostrando una riduzione della portata e una maggiore disomogeneità del campo di velocità nel caso di condotto parzialmente ostruito.

Alla luce di tali considerazioni, il modello numerico può essere considerato validato in termini qualitativi e semi-quantitativi, risultando adeguato per l'analisi comparativa tra differenti configurazioni e per lo studio dei fenomeni fluidodinamici interni al generatore. I risultati ottenuti costituiscono pertanto una base affidabile per le successive simulazioni del modello completo, nelle quali l'obiettivo principale non è la previsione assoluta delle grandezze, bensì il confronto relativo tra diverse soluzioni progettuali.

7. MODELLO COMPLETO

Il modello completo è caratterizzato dalla presenza di tutte le componenti del generatore. Alcune di queste sono state eliminate, modificate o ricostruite per facilitare la creazione della *mesh* e migliorare la qualità degli elementi. Questo tipo di azioni sono state supportate dall'ufficio di progettazione dell'azienda. In seguito, vengono descritti i passaggi per lo sviluppo del modello per quanto riguarda la geometria, la *mesh* e la simulazione.

7.1 Geometria

La geometria del generatore iniziale presenta delle forti criticità: spigoli e facce molto piccole (dell'ordine di decine di micrometri) che in ottica di costruzione della *mesh*, mettono a dura prova il software. Sfruttando la geometria iniziale il software non era in grado di generare una *mesh* conforme. Per questo motivo sono stati necessari alcuni accorgimenti come già accennato nei capitoli precedenti.

Come per il modello del confronto sperimentale, sono state costruite due regioni riguardanti la componente di aria in ingresso (*inlet*) e quella in uscita (*outlet*).

Quindi in questo caso non abbiamo una regione esterna (involucro) ed il motivo è di natura di peso computazionale del modello: utilizzando l'involucro esterno il numero di elementi della griglia cresce sensibilmente, influenzando il tempo computazionale della simulazione.

Successivamente sono state aggiunte le *named selections* e sono state effettuate le dovute partizioni per aiutare il software a generare una griglia conforme.

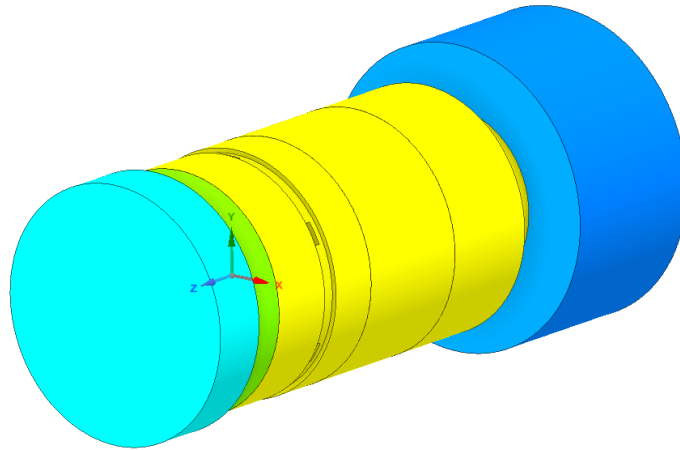


Figura 35: Modello del generatore completo - Inlet (azzurro), Outlet (blu), Dominio rotante (verde), Dominio statorico (giallo)

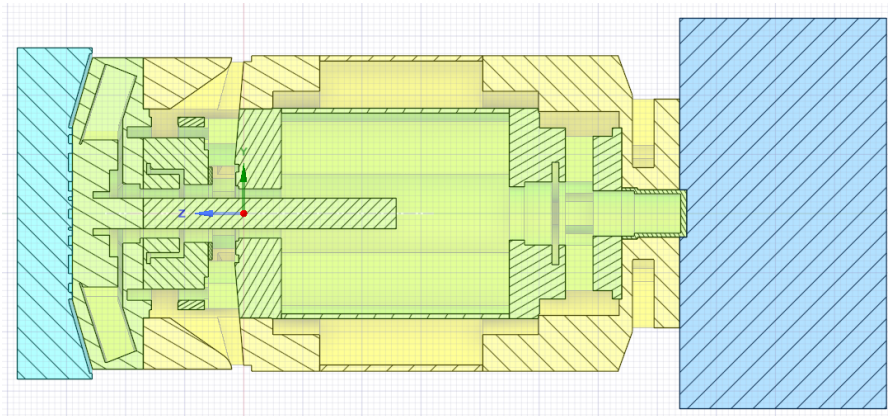


Figura 36: Sezione del modello completo di generatore

7.2 Mesh

Nel modulo *mesh* sono stati applicati, per ogni dominio presente, dei dovuti *local sizing* degli elementi garantendone almeno un numero minimo di tre per lo spessore di ciascuna regione.

Sfruttando questo approccio si è arrivati ad avere circa 3 milioni di elementi tra tetraedri ed esaedri ottenendo così una *mesh* non strutturata.

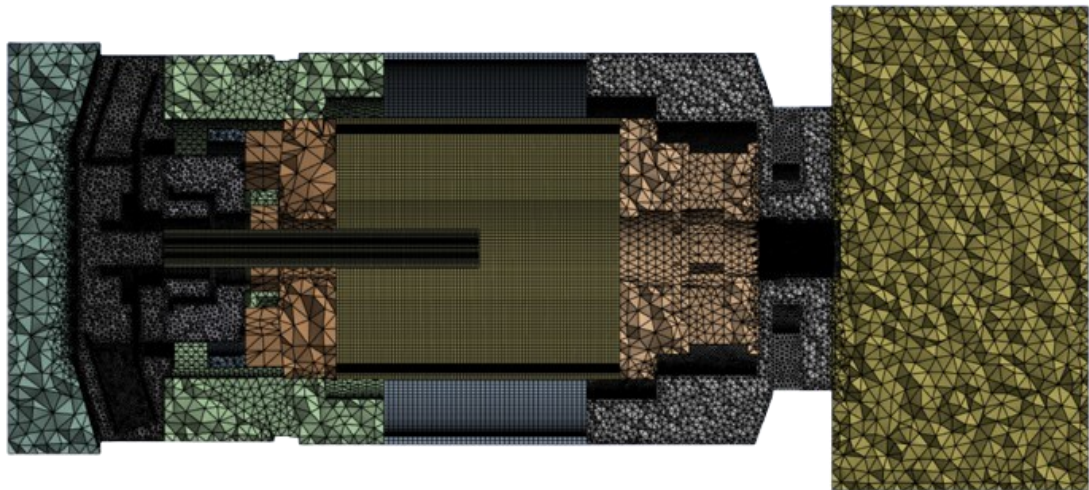


Figura 37: Sezione della mesh del modello completo

7.3 Fluent

Una volta completata la *mesh*, inizia l'impostazione dell'ambiente di simulazione in *Fluent*. I parametri di simulazione sono già stati descritti in precedenza.

A causa di una bassa densità di elementi della *mesh* in alcune aree della geometria, la simulazione, con questo tipo di impostazione, non arriva a convergenza. Infatti, dopo circa qualche centinaio di iterazioni, i residui di continuità divergono non consentendo quindi di ottenere dei risultati.

Questo comportamento è attribuibile alla combinazione tra elevata complessità geometrica, forte turbolenza indotta dalla ventola e limiti dovuti dall'hardware utilizzato.

Servirebbe quindi una *mesh* più fitta, soprattutto nelle regioni più critiche: interfaccia con la ventola, sezioni molto piccole e sottili.

Per questo motivo è stato necessario trovare un compromesso tra numero di elementi della *mesh* e stabilità dei residui.

Per far fronte a questo problema, il modello viene studiato sfruttando la sua simmetria a 180°. Attraverso questo passaggio è possibile ridurre drasticamente il numero di

elementi e anche riuscire ad avere un livello di densità della griglia nettamente migliore.

Nella sezione successiva viene discussa questa parte, ovvero di come viene modellizzato il sistema *inlet*-generatore-*outlet* sfruttando la simmetria a 180°.

8. MODELLO COMPLETO 180°

8.1 Geometria

Partendo dalla geometria ottenuta nel modello a 360° e sfruttando un piano di taglio, ottengo il modello a 180°.

È stata necessaria una modifica delle pale della ventola che vengono tagliate dal piano di simmetria, poiché, avendo le pale curve, la ventola non presenta una simmetria esatta per quel piano. Quindi le pale interessate dal piano di taglio sono state rese “piatte” per garantire la simmetria di tutto il modello.

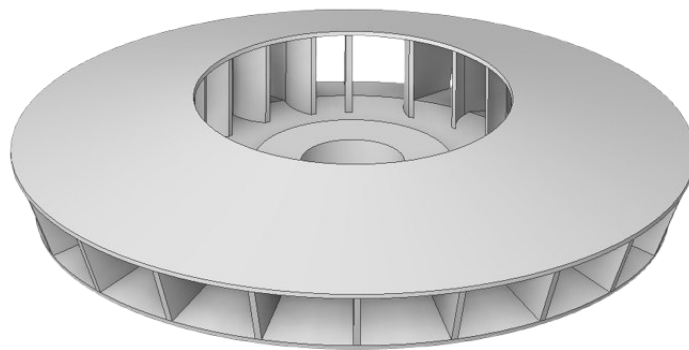


Figura 38: Ventola modificata

Un altro aspetto importante nella costruzione del modello a 180° è quello di inserire le superfici che sono state tagliate dal piano di simmetria come *named selection*, ovvero quelle superfici che, se il modello presentasse l'altra metà, sarebbero perfettamente a contatto.

Attraverso la definizione di questa *named selection*, *Fluent* sarà in grado di aggiungere autonomamente alla sezione *Symmetry* queste superfici.

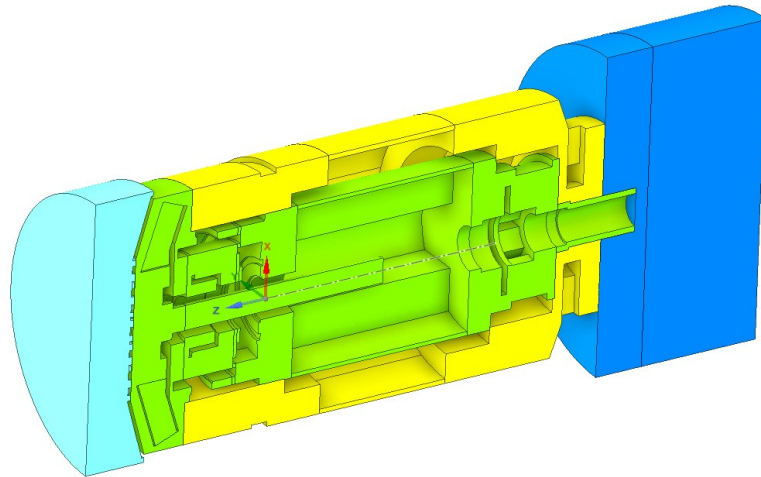


Figura 39: Modello completo di generatore a 180°

8.2 Mesh

Le procedure di discretizzazione del modello sono le medesime già citate nei capitoli precedenti cercando di mantenere un buon livello di qualità della griglia.

Nel modello in questione sono stati generati 2,2 milioni di elementi tra tetraedri ed esaedri ottenendo così una *mesh* non strutturata.

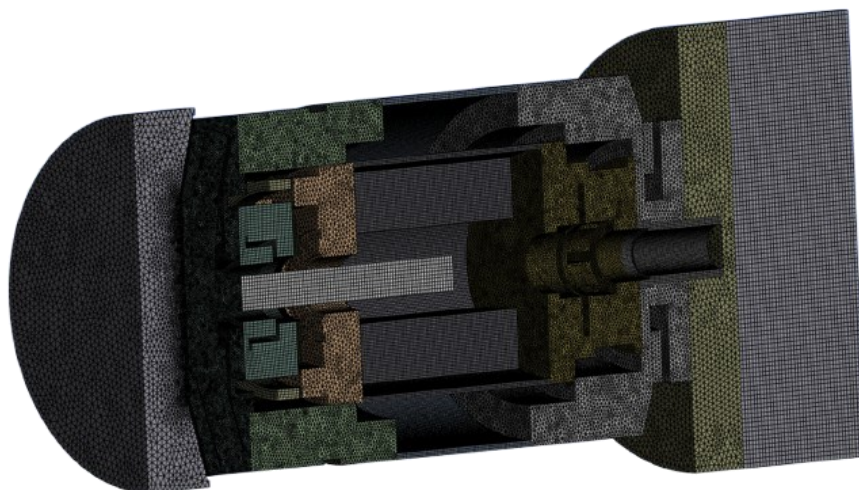


Figura 40: Mesh generatore completo a 180°

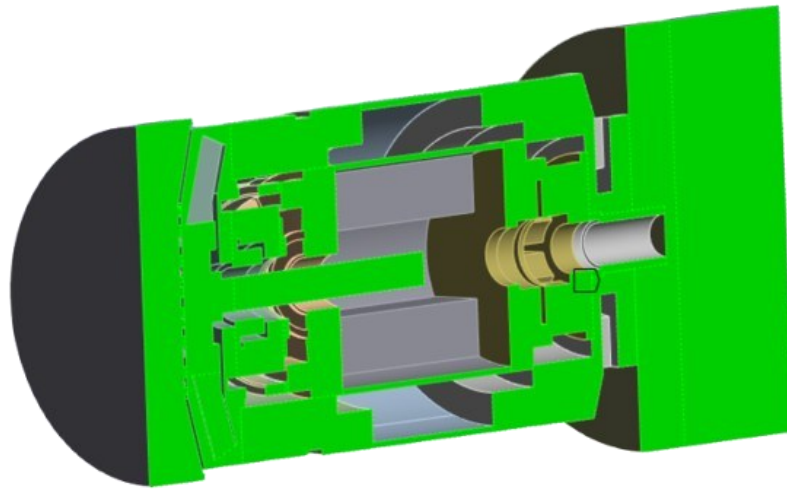


Figura 41: Superfici simmetriche evidenziate in verde

8.3 Fluent

L'ambiente di simulazione in *Fluent* mantiene la stessa impostazione utilizzata nella simulazione numerica della prova sperimentale (rotazione a 11400 rpm), con l'unica differenza della temperatura dell'aria in ingresso che in questo caso è di 343K (70° C) come descritto dal *data sheet* della macchina per le condizioni di lavoro.

8.4 Risultati

I risultati sono stati evidenziati in termini di velocità, pressione e parametri di turbolenza generati dalla ventola.

8.4.1 Analisi del campo di velocità

L'analisi del campo di moto all'interno del generatore è stata condotta esaminando la distribuzione della **Velocity Magnitude**, al fine di valutare l'efficacia del trascinamento del fluido e l'influenza della rotazione ad alta velocità (11400 rpm) sulla cinematica interna.

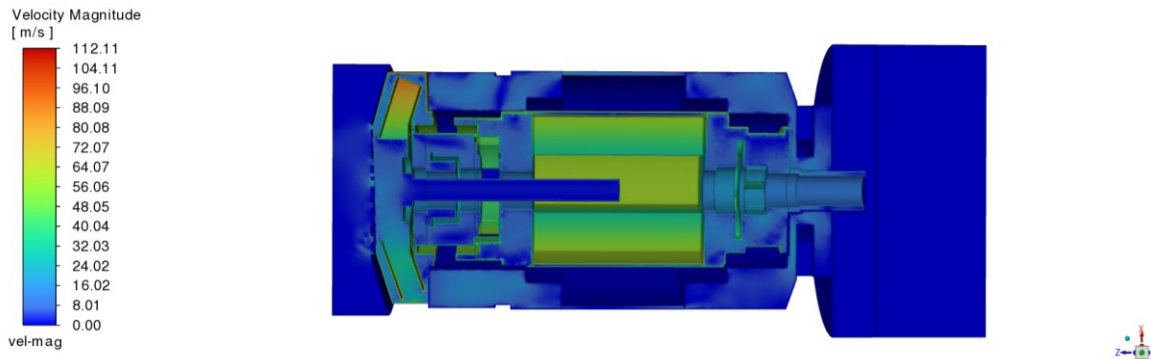


Figura 42: Modulo della velocità del modello simmetrico

I risultati evidenziano come il profilo di velocità sia fortemente dominato dall'azione meccanica della ventola e dal trascinamento viscoso nelle intercapedini tra le parti rotanti e stazionarie. Come osservabile in Figura 42, i valori massimi di velocità, che raggiungono circa **112 m/s**, sono localizzati in corrispondenza dell'apice delle pale della ventola. Questo incremento è direttamente correlato alla velocità tangenziale, dove l'elevata velocità angolare conferisce al fluido una spiccata componente cinetica necessaria per il pompaggio dell'aria di raffreddamento.

Nella regione tra rotore e statore, si nota una distribuzione cromatica tendente al verde/giallo, indice di velocità sostenute indotte dal moto rotatorio del corpo centrale.

Al contrario, le zone periferiche e le cavità più esterne presentano aree in blu scuro, caratterizzate da velocità prossime allo zero. Tali zone di ristagno indicano una circolazione ridotta che, in un'ottica di progetto termico, potrebbero rappresentare punti critici per l'accumulo di calore. La transizione tra le alte velocità del rotore e la quasi stazionarietà delle pareti esterne avviene attraverso gradienti molto marcati, coerentemente con l'elevato numero di Reynolds del sistema.

8.4.2 Analisi del campo di pressione

Lo studio del campo pressorio è fondamentale per quantificare l'energia conferita al fluido e le resistenze incontrate lungo il percorso aerodinamico. In questa sezione viene analizzata la **Total Pressure** (Pressione Totale), parametro che sintetizza il contributo sia della pressione statica che della pressione dinamica.

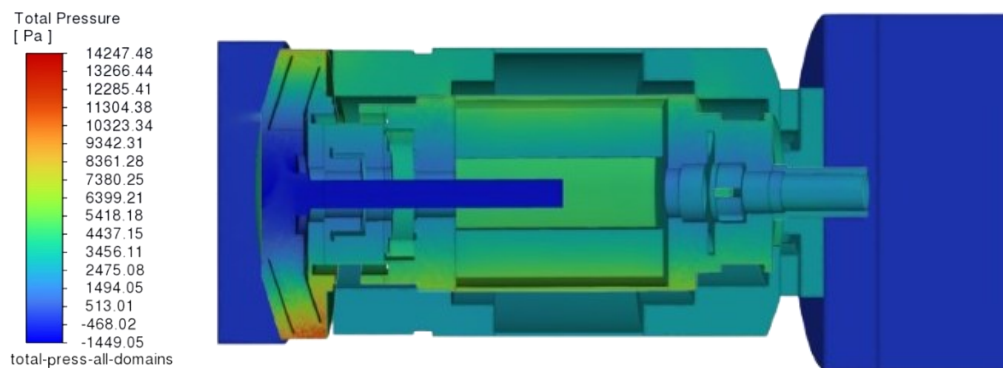


Figura 43: Pressione totale nel modello simmetrico

La distribuzione della pressione totale riflette il lavoro compiuto dalla ventola sul fluido. Il picco massimo di pressione, pari a circa **12.7 kPa**, si riscontra immediatamente a valle della ventola. Questa sovrappressione rappresenta la "prevalenza" generata dal sistema di ventilazione, necessaria per vincere le perdite di carico distribuite e localizzate che il flusso incontra attraversando i condotti interni del generatore.

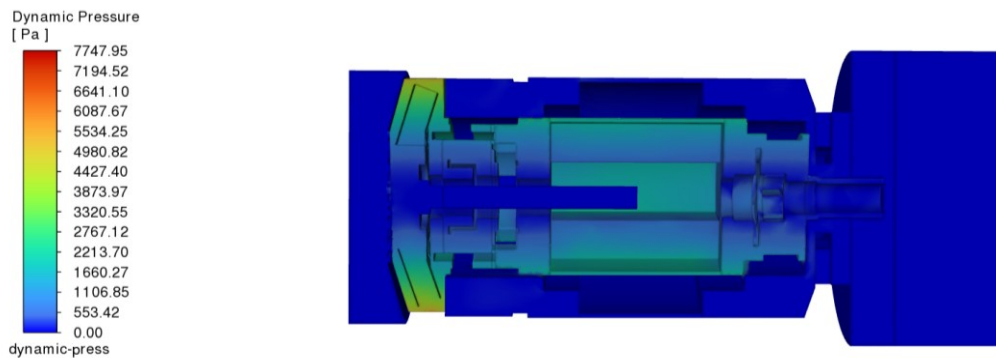


Figura 44: Pressione dinamica nel modello simmetrico

Si osserva un gradiente pressorio decrescente procedendo in direzione assiale verso l'uscita del dominio. Tale calo di pressione è indicativo della dissipazione di energia meccanica dovuta all'interazione del fluido con le geometrie complesse dei supporti e degli avvolgimenti statorici. È interessante notare come, nonostante la semplificazione del modello a 180°, la distribuzione risulti continua e coerente con la fisica del sistema:

- **Zona di aspirazione:** Presenta i valori minimi di pressione totale (prossimi allo zero o leggermente negativi rispetto al riferimento), confermando l'effetto di richiamo del fluido verso la ventola.
- **Regione centrale:** Mantiene una pressione relativamente uniforme, segno che il flusso è ben incanalato, sebbene i valori siano inferiori rispetto alla mandata a causa delle perdite viscosse precedentemente discusse.

8.4.3 Analisi del campo di turbolenza

Le caratteristiche della turbolenza all'interno del dominio rotante sono state analizzate esaminando le distribuzioni dell'energia cinetica turbolenta k , del tasso di dissipazione turbolenta ε e del rapporto di viscosità turbolenta μ_t/μ . I risultati evidenziano la forte influenza della ventola rotante e dei componenti interni del rotore sul campo di flusso.

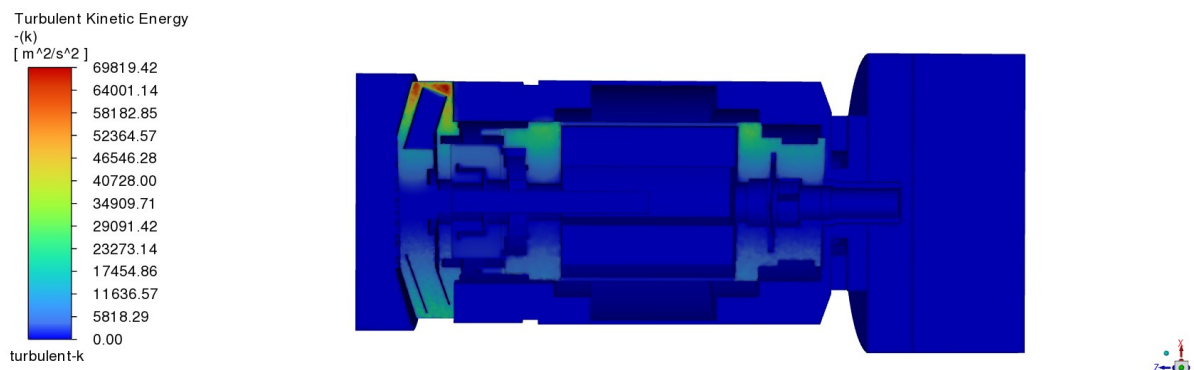


Figura 45: Energia cinetica turbolenta (k)

Come previsto, i livelli più elevati di energia cinetica turbolenta sono concentrati in prossimità delle pale della ventola e vicino alle regioni di interazione rotore-statore. Queste aree corrispondono a forti gradienti di velocità e strati di taglio generati dall'elevata velocità di rotazione della ventola (11400 giri/min). Il profilo dell'energia cinetica turbolenta mostra picchi localizzati nelle regioni di scia delle pale e in prossimità delle pareti interne dell'alloggiamento del generatore. Questo comportamento è tipico delle macchine rotanti, dove la produzione di turbolenza è principalmente guidata dalle strutture vorticosi indotte dalle pale e dal taglio tra superfici rotanti e stazionarie.

Il tasso di dissipazione turbolenta segue una distribuzione spaziale simile, con valori elevati concentrati nelle regioni in cui la produzione di turbolenza è più intensa.

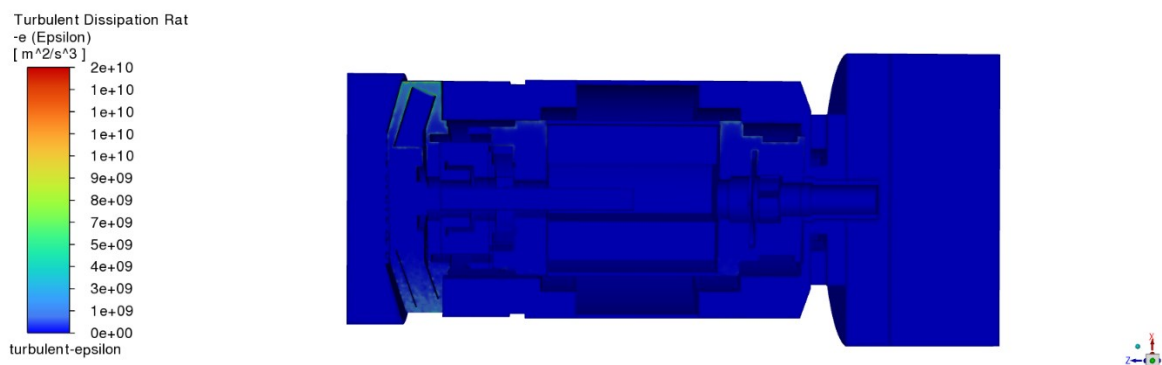


Figura 46: Indice di dissipazione turbolenta (epsilon)

Ciò indica che le strutture turbolente generate dalla ventola si propagano rapidamente verso scale più piccole dove si verifica la dissipazione viscosa. Il rapporto di viscosità turbolenta raggiunge valori massimi nella regione della ventola e in prossimità delle discontinuità geometriche all'interno dell'involucro del generatore. Queste aree corrispondono a un'intensa miscelazione e a una maggiore diffusione della quantità di moto causate dal campo di flusso altamente rotazionale. Al contrario, la regione centrale del generatore presenta livelli di turbolenza relativamente bassi, suggerendo

che la turbolenza si genera principalmente vicino alla ventola e viene poi convogliata a valle.

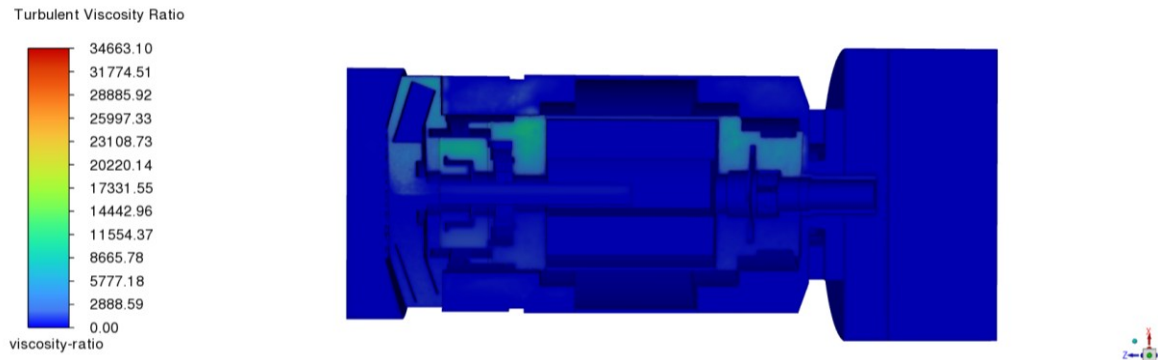


Figura 47: Indice di viscosità turbolenta

Nel complesso, la distribuzione della turbolenza indica che la ventola agisce come fonte primaria di miscelazione turbolenta all'interno del sistema, mentre le regioni a valle del generatore sono soggette principalmente a turbolenza convettiva e dissipazione graduale.

9. PROGETTAZIONE VENTOLA

Lo studio di progettazione della ventola è stato condotto considerando parametri aerodinamici indirettamente correlati alle prestazioni di raffreddamento del generatore. In assenza di un modello termo–fluidodinamico completo accoppiato (CFD–termico), sono stati selezionati indicatori fluidodinamici comunemente utilizzati in letteratura come grandezze surrogate della capacità di ventilazione e della qualità del flusso interno.

I parametri considerati sono:

- Salto di pressione totale causato dalla ventola (ΔP)
- Portata volumetrica (Q)
- Indice di uniformità della velocità (UI)
- Energia cinetica turbolenta (k)
- Tasso di dissipazione turbolenta (ϵ)
- Rapporto di viscosità turbolenta (μ_t/μ)

La scelta di tali grandezze deriva dal fatto che il raffreddamento per convezione forzata nelle macchine elettriche dipende primariamente dalla portata d'aria, dalla distribuzione del campo di velocità e dal livello di turbolenza locale.

Un parametro fondamentale per la scelta di questi parametri per lo studio di progettazione della ventola è il **numero di Reynolds**. È stato ottenuto un valore di circa 84000 per il modello di prova sperimentale a 11400 rpm il che suggerisce un importante flusso turbolento dominato dall'inerzia in cui il raffreddamento è fortemente dominato dalla portata d'aria in ingresso.

Sebbene sarebbe stato preferibile effettuare l'analisi sul modello completo del generatore, includendo anche gli effetti di eventuale back-flow e ricircolazioni globali,

i limiti di potenza computazionale hanno reso necessario l'utilizzo di un dominio parziale coerente con la configurazione sperimentale di banco.

9.1 Salto di pressione totale

Il **salto di pressione** è stato calcolato come:

$$\Delta P = P_{tot, outlet} - P_{tot, inlet} \quad (9.1)$$

dove i valori medi di pressione totale sono stati valutati su piani di controllo ortogonali all'asse del flusso, rispettivamente immediatamente a monte e a valle della ventola.

Il salto di pressione rappresenta un indicatore diretto della capacità della ventola di impartire energia al fluido e di vincere le perdite di carico del sistema.

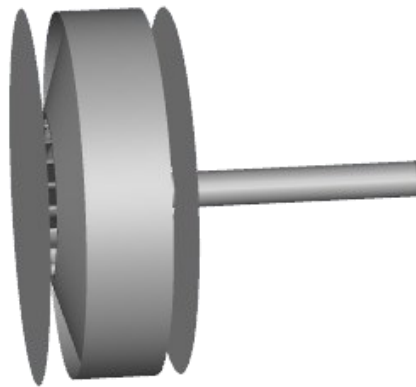


Figura 48: Rappresentazione dei piani di taglio per il calcolo del salto di pressione

9.2 Indice di uniformità della velocità

L'uniformità del campo di velocità è stata quantificata mediante:

$$UI = 1 - \frac{\sigma}{\bar{v}} \quad (9.2)$$

dove σ rappresenta la deviazione standard della *velocity magnitude* su una sezione trasversale del generatore mentre \bar{v} la velocità media.

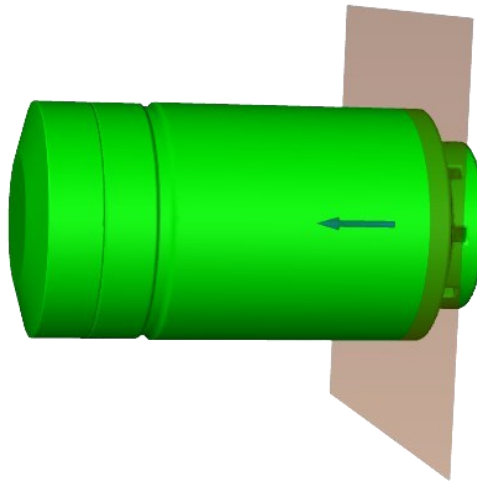


Figura 49: Rappresentazione del piano di taglio per il calcolo di UI e della portata volumetrica

Tale indicatore consente di valutare il grado di omogeneità del flusso, parametro rilevante per evitare zone stagnanti o aree scarsamente ventilate.

Diversi valori di UI indicano quindi un flusso più o meno uniforme, in particolare:

$$UI = \begin{cases} 1 & \text{flusso molto uniforme} \\ 0.7 - 0.9 & \text{tipico buon comportamento} \\ < 0.6 & \text{forte non uniformità} \end{cases} \quad (9.3)$$

9.3 Portata volumetrica

La **portata volumetrica Q** è stata calcolata integrando il flusso di massa attraverso la sezione di uscita e indica quanti m^3 di aria attraversano una determinata superficie o area al secondo. Essa rappresenta il parametro primario correlato alla capacità di raffreddamento convettivo, in quanto direttamente legata al coefficiente di scambio termico.

La porzione del dominio del generatore scelta per il calcolo della portata è stata l'estremità finale del generatore, la medesima per il calcolo dell'UI.

9.4 Parametri di turbolenza

L'**energia cinetica turbolenta (k)** rappresenta l'intensità della turbolenza in un flusso ed è definita come l'energia cinetica media per unità di massa associata ai vortici nel flusso turbolento. Il valore di k è espresso in m^2/s^2 equivalente a J/kg:

$$k = \frac{1}{2}(u'^2 + v'^2 + w'^2) \quad (9.4)$$

dove u' , v' e w' sono le componenti di velocità fluttuanti. Quindi k è di fatto la somma della varianza di queste componenti.

Il tasso di **dissipazione turbolenta (ϵ)** rappresenta la velocità con la quale l'energia cinetica turbolenta (k) viene convertita in energia termica interna a causa delle piccole scale di turbolenza:

$$\epsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (9.5)$$

dove $C_\mu^{3/4}$ è un parametro costante nel modello (solitamente 0.9), k è l'energia cinetica turbolenta, l viene spesso stimata come il 7% di una dimensione caratteristica come per esempio il diametro idraulico.

L'**indice di viscosità turbolenta** (μ_t/μ) è un parametro adimensionale che indica l'intensità della turbolenza rispetto alla viscosità molecolare. È il rapporto tra la viscosità turbolenta (μ_t) e la viscosità molecolare del fluido (μ).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9.6)$$

dove ρ è la densità del fluido espressa in $\frac{kg}{m^3}$.

La viscosità turbolenta non è una proprietà del fluido ma dipende dallo stato di moto locale. A livello fisico indica quanto la miscelazione turbolenta domina sul trasporto molecolare.

Questi ultimi tre parametri sono stati valutati su tutto il dominio interno del generatore, nonché nelle regioni di interesse per raffreddamento e ventilazione.

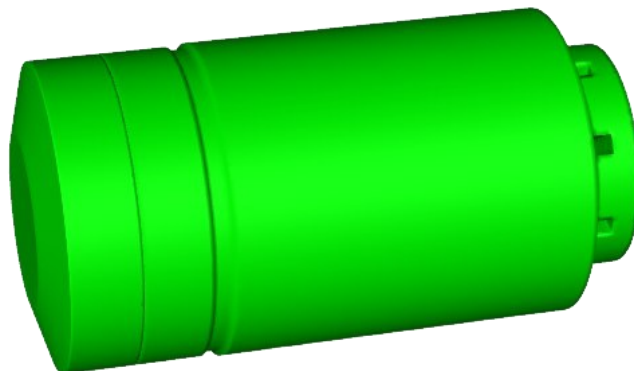


Figura 50: Dominio utilizzato per il calcolo dei parametri di turbolenza

9.5 Criterio di ottimizzazione

L'obiettivo progettuale è stato definito massimizzando:

- Portata volumetrica (Q)
- Salto di pressione (ΔP)

e minimizzando:

- Energia cinetica turbolenta (k)
- Dissipazione (ϵ)
- Rapporto μ_t/μ

in modo da ottenere un flusso energeticamente efficiente, uniforme e con ridotte perdite dissipative.

Partendo dalla ventola standard (22 pale), sono stati costruiti 3 diversi gruppi di ventole ognuno dei quali varia di un parametro rispetto alla ventola di partenza. I gruppi presentano variazioni in termini di: numero (14,16 e 26 pale), curvatura ($\pm 20\%$ e $\pm 10\%$) e spessore ($\pm 20\%$ e $\pm 10\%$) delle pale.

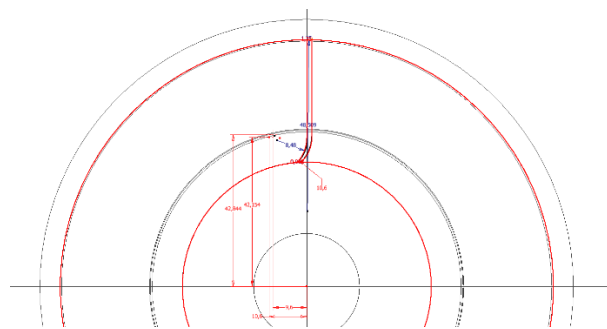


Figura 51: Sketch per la costruzione della ventola

Il disegno e la modellizzazione 3D della ventola standard è stato realizzato attraverso il software *Inventor* seguendo la tavola quotata direttamente fornita dall'azienda.

Da quel modello, sono stati poi sviluppati gli altri progetti seguendo le variazioni in termini di numero, curvatura e spessore delle pale.

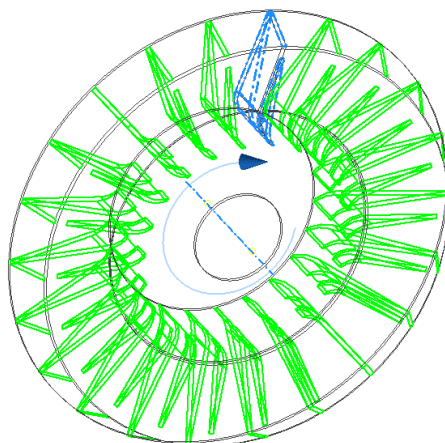


Figura 52: Pattern circolare per la costruzione delle pale della ventola



Figura 53: Ventola standard (22 pale)



Figura 54: Ventola 16 pale

Le simulazioni sono state programmate sotto le medesime condizioni: 600rpm la velocità di rotazione di ventola e albero e temperatura dell'aria a 310.15K.

I criteri di discretizzazione di pressione, quantità di moto e turbolenza sono gli stessi utilizzati per le simulazioni precedenti.

I risultati delle simulazioni per quanto riguarda i parametri sopra citati, sono stati inseriti nella tabella nella sezione seguente.

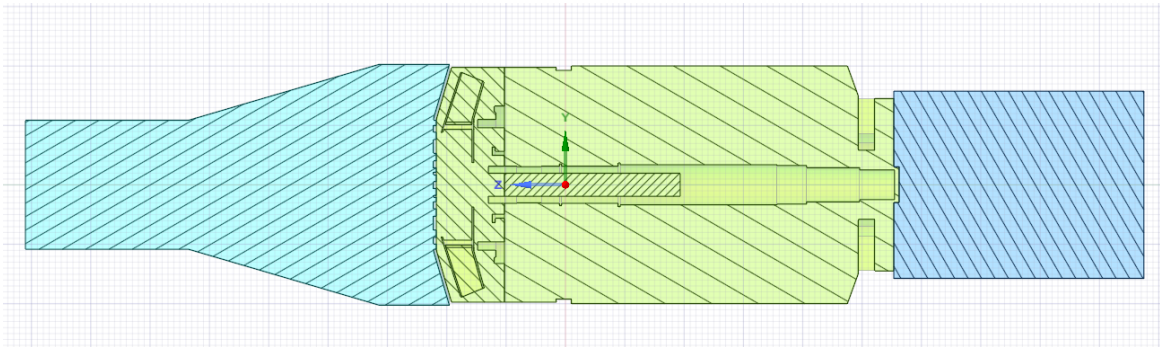


Figura 55: Sezione del modello utilizzato per lo studio di progettazione della ventola

9.6 Risultati

L'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazioni CFD consente di valutare l'influenza dei principali parametri geometrici della ventola sulle prestazioni fluidodinamiche del sistema di ventilazione del generatore. In particolare, sono state investigate variazioni relative al numero di pale, allo spessore delle pale e alla loro curvatura.

NUOVA CONFIGURAZIONE VENTOLA						
Ventola	ΔP [Pa]	Portata volumetrica [m ³ /s]	Energia cinetica turbolenta - k [m ² /s ²]	Dissipazione turbolenta - ϵ [m ³ /s ³]	Rapporto di viscosità turbolenta	Uniformità della velocità
22 pale (standard)	6,096	0,00382	0,106	6,889	38,039	0,694
14 pale	5,977 -1.95%	0,00377 -1.3%	0,103 -2.83%	7,133 +3.54%	35,771 -5.96%	0,695 +0.14%
16 pale	6,539 +7.27%	0,00368 -3.66%	0,101 -4.72%	7,218 +4.77%	32,501 -14.56%	0,668 -3.74%
26 pale	6,125 +0.47%	0,00392 +2.62%	0,114 +7.55%	7,559 +7.72%	39,693 +4.37%	0,682 -1.73%
+20% spessore	5,865 -3.79%	0,00376 -1.57%	0,104 -1.89%	7,045 +2.26%	36,111 -5.07%	0,697 +0.43%
-20% spessore	5,907 -3.10%	0,00381 -0.26%	0,103 -2.83%	7,068 +2.60%	35,836 -5.79%	0,695 +0.14%
-10% spessore	5,732 -5.97%	0,00384 +0.52%	0,102 -3.77%	7,03 +2.05%	35,837 -5.79%	0,699 +0.72%
+20% curvatura	5,952 -2.36%	0,00381 -0.26%	0,104 -1.89%	7,130 +3.50%	35,990 -5.39%	0,698 +0.58%
+10% curvatura	6,018 -1.28%	0,00379 -0.78%	0,104 -1.89%	7,106 +3.15%	36,268 -4.66%	0,695 +0.14%
-10% curvatura	5,936 -2.62%	0,00379 -0.78%	0,104 -1.89%	7,09 +2.92%	36,361 -4.41%	0,698 +0.58%

Tabella 3: Risultati delle CFD per lo studio di progettazione della ventola

9.6.1 Influenza del numero di pale

L'analisi delle configurazioni con diverso numero di pale evidenzia che l'aumento del numero di pale comporta un incremento della portata volumetrica. In particolare, la ventola con 26 pale mostra il valore più elevato di portata volumetrica rispetto alla configurazione standard a 22 pale.

Questo comportamento è coerente con la teoria delle macchine fluidodinamiche: un numero maggiore di pale aumenta la superficie di interazione tra il rotore e il fluido, consentendo alla ventola di trasferire una quantità maggiore di energia all'aria. Tuttavia, tale incremento è accompagnato da un aumento dei livelli di turbolenza e dissipazione, come evidenziato dai valori più elevati di energia cinetica turbolenta e tasso di dissipazione.

Nonostante ciò, l'incremento della portata volumetrica rappresenta un aspetto particolarmente rilevante per il raffreddamento convettivo del generatore, rendendo la configurazione a 26 pale una candidata interessante per la progettazione della ventola alternativa.

9.6.2 Influenza dello spessore delle pale

La riduzione dello spessore delle pale produce effetti generalmente positivi sulla qualità del flusso. In particolare, la configurazione con riduzione dello spessore del 10% mostra un incremento dell'uniformità della velocità e una diminuzione sia dell'energia cinetica turbolenta sia del rapporto di viscosità turbolenta.

Dal punto di vista fisico, pale più sottili generano minori perdite viscosive e riducono l'estensione delle scie turbolente a valle delle pale. Ciò comporta un flusso mediamente più uniforme e una minore dissipazione energetica.

Questa configurazione rappresenta quindi la soluzione più favorevole tra quelle analizzate per quanto riguarda la variazione dello spessore.

9.6.3 Influenza della curvatura delle pale

Per quanto riguarda la curvatura delle pale, l'incremento del 20% mostra un miglioramento complessivo dell'uniformità del flusso e una riduzione dei parametri di turbolenza rispetto alla configurazione standard.

Una maggiore curvatura consente infatti di guidare il flusso in modo più efficace lungo la direzione desiderata, migliorando la deviazione del fluido e riducendo fenomeni di separazione locale. Questo effetto si traduce in una distribuzione più omogenea della velocità all'interno del condotto del generatore.

9.6.4 Scelta della configurazione finale

Alla luce delle considerazioni precedenti, è possibile identificare le configurazioni che, per ciascun parametro geometrico, hanno mostrato le prestazioni più favorevoli:

- aumento del numero di pale a **26**
- incremento della curvatura delle pale pari al **20%**
- riduzione dello spessore delle pale pari al **10%**

Combinando questi tre parametri è stata quindi progettata una nuova configurazione di ventola caratterizzata da **26 pale, curvatura aumentata del 20% e spessore ridotto del 10%** (ventola #1) rispetto alla configurazione standard.

L'obiettivo di questa nuova configurazione è quello di unire i vantaggi osservati nelle singole analisi parametriche: maggiore portata volumetrica, migliore uniformità del flusso e livelli di turbolenza contenuti.

La nuova ventola verrà quindi analizzata nelle successive simulazioni CFD al fine di valutarne il comportamento complessivo e confrontarne le prestazioni con quelle della ventola standard utilizzata attualmente nel generatore.

9.6.5 Risultati configurazione ventola #1

Con una ventola dotata di 26 pale, una curvatura aumentata del 20% e lo spessore ridotto del 10%, i risultati sono stati i seguenti:

- Portata volumetrica: **0,000362 m³/s** (-5.23%)
- Salto di pressione: **6,33 Pa** (+3.84%)
- Uniformità della velocità (UI): **0,694** (+0.00%)
- Energia cinetica turbolenta (k): **0,107 m²/s²** (+0.94%)
- Dissipazione turbolenta (ϵ): **7,03 m²/s³** (+2.05%)
- Rapporto di viscosità turbolenta: **33,623** (-11.61%)

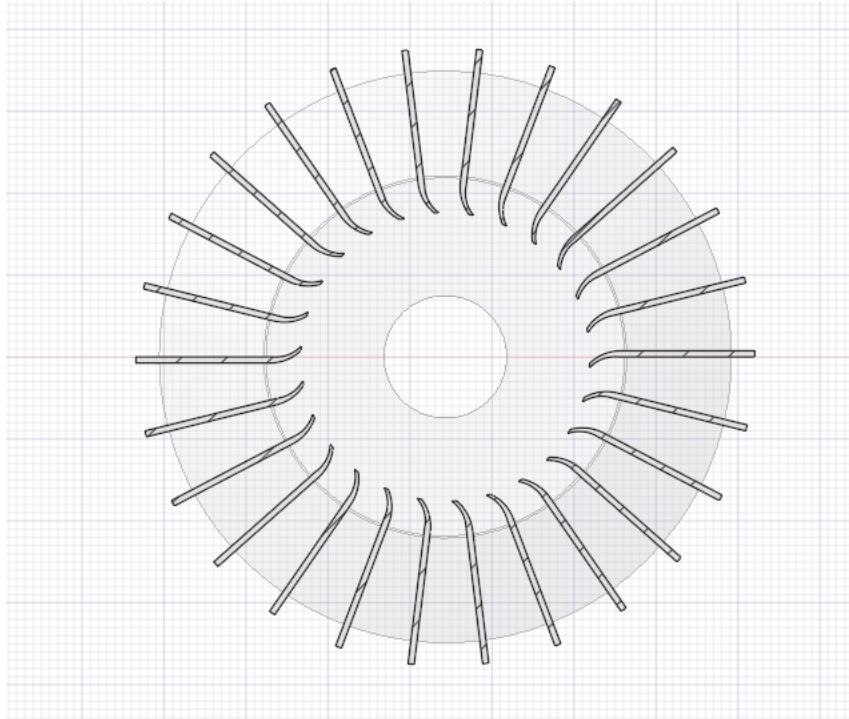


Figura 56: Sezione ventola #1

I risultati ottenuti mostrano come tale configurazione non porti a un miglioramento complessivo delle prestazioni fluidodinamiche. In particolare, si osserva una riduzione significativa della portata volumetrica (**-5.23%** rispetto alla ventola standard), parametro primario per il raffreddamento convettivo del generatore. A fronte di ciò, si

registra un incremento del salto di pressione totale (+3.84%), indice di una maggiore interazione tra ventola e fluido, ma non necessariamente associata a un miglioramento dell'efficacia di ventilazione.

Dal punto di vista dei parametri turbolenti, la configurazione combinata mostra una riduzione significativa del rapporto di viscosità turbolenta (μ_t/μ), suggerendo un flusso mediamente meno dominato da fenomeni diffusivi turbolenti. Tuttavia, tale miglioramento non si traduce in un incremento della portata né in un miglioramento dell'uniformità del campo di velocità, che rimane sostanzialmente invariata rispetto alla configurazione di riferimento.

Questo comportamento evidenzia come gli effetti benefici osservati nelle analisi parametriche singole non siano direttamente cumulativi. La combinazione di un elevato numero di pale e di una maggiore curvatura comporta infatti un incremento della deviazione del flusso e dell'interazione tra le scie generate dalle pale, determinando un aumento delle perdite aerodinamiche interne e una maggiore resistenza al passaggio del fluido. Di conseguenza, pur in presenza di un maggiore trasferimento di energia al fluido (ΔP più elevato), la capacità della ventola di convogliare efficacemente l'aria attraverso il generatore risulta penalizzata.

I risultati ottenuti mettono quindi in evidenza la natura non lineare del problema progettuale: l'ottimizzazione simultanea di più parametri geometrici non garantisce un miglioramento delle prestazioni globali, rendendo necessario un approccio di progettazione che consideri le interazioni tra i diversi effetti aerodinamici.

9.6.6 Risultati configurazione ventola #2

Alla luce dei risultati ottenuti per la configurazione combinata con 26 pale, è stata sviluppata una seconda configurazione di ventola con l'obiettivo di ridurre gli effetti negativi legati all'eccessiva interazione tra le pale. In particolare, è stato mantenuto l'incremento della curvatura pari al 20% e la riduzione dello spessore del 10%,

riportando tuttavia il numero di pale a 22, ovvero al valore della configurazione standard.

Questa scelta progettuale è motivata dall'osservazione che l'aumento del numero di pale, sebbene favorisca il trasferimento di energia al fluido, può comportare un incremento delle interazioni tra le scie generate dalle pale stesse, con conseguente aumento delle perdite aerodinamiche e riduzione della portata effettiva.

Riducendo il numero di pale, l'obiettivo è quello di limitare tali interazioni, mantenendo al contempo i benefici introdotti dalla maggiore curvatura, che favorisce una migliore deviazione del flusso, e dallo spessore ridotto, che contribuisce a contenere le perdite viscosive e la generazione di turbolenza.

Dal punto di vista fisico, questa configurazione rappresenta un compromesso tra capacità di trasferimento di energia al fluido e qualità del flusso generato, cercando di evitare condizioni di sovraccarico aerodinamico osservate nella configurazione precedente.

La nuova ventola verrà quindi analizzata mediante simulazioni CFD nelle medesime condizioni operative, al fine di valutare se tale approccio consenta di ottenere un miglior bilanciamento tra portata volumetrica, uniformità del flusso e livelli di turbolenza, rispetto sia alla configurazione standard sia alla configurazione combinata con 26 pale.

I risultati ottenuti sono i seguenti:

- Portata volumetrica: **0,000359 m³/s** (-6.02%)
- Salto di pressione: **6,38 Pa** (+4.66%)
- Uniformità della velocità (UI): **0,693** (-0.14%)
- Energia cinetica turbolenta (k): **0,106 m²/s²** (+0.00%)
- Dissipazione turbolenta (ε): **7,435 m²/s³** (+7.93%)
- Rapporto di viscosità turbolenta: **33,51** (-11.91%)

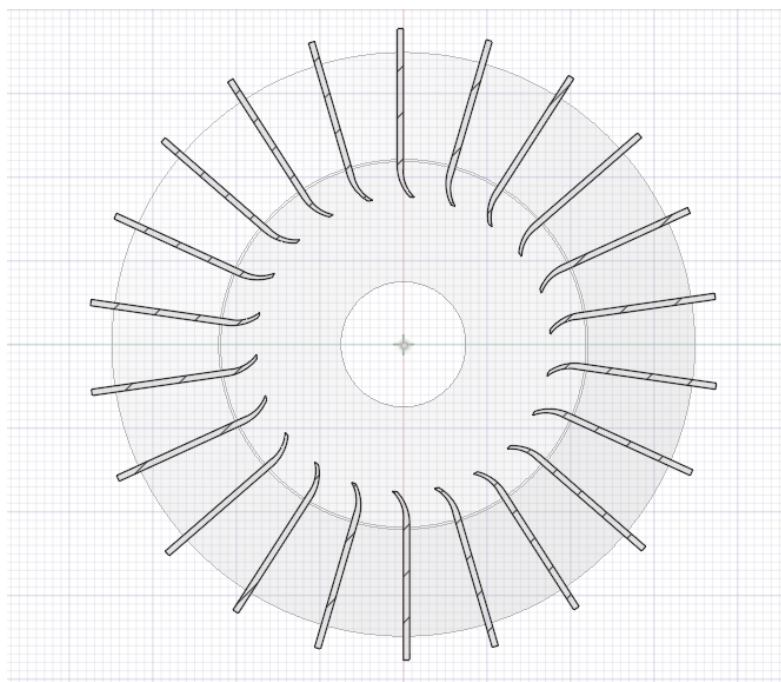


Figura 57: Sezione ventola #2

I risultati ottenuti evidenziano un ulteriore peggioramento delle prestazioni rispetto sia alla configurazione standard sia alla precedente configurazione combinata. In particolare, si osserva una riduzione della portata volumetrica pari al **6.02%**, accompagnata da un aumento del salto di pressione totale (**+4.66%**) e da un incremento significativo del tasso di dissipazione turbolenta.

Questo comportamento indica che, nonostante la ventola sia in grado di trasferire una maggiore quantità di energia al fluido, tale energia viene in larga parte dissipata a causa dell'incremento delle perdite aerodinamiche interne, senza tradursi in un aumento della portata utile.

Dal punto di vista fisico, la combinazione di elevata curvatura e ridotto spessore delle pale comporta una deviazione eccessiva del flusso, con conseguente aumento dei gradienti di pressione locali e possibile insorgenza di fenomeni di separazione e ricircolo. Tali effetti determinano un incremento della resistenza al passaggio del fluido, limitando la capacità della ventola di convogliare efficacemente l'aria attraverso il generatore.

I risultati ottenuti confermano quindi che l'ottimizzazione simultanea dei parametri geometrici non garantisce un miglioramento delle prestazioni globali, evidenziando la natura fortemente non lineare del problema e l'importanza di valutare attentamente le interazioni tra i diversi parametri progettuali.

9.6.7 Risultati configurazione ventola #3

Al fine di verificare la robustezza del comportamento osservato nelle precedenti configurazioni combinate, è stata sviluppata una terza configurazione di ventola caratterizzata da 16 pale, incremento della curvatura del 20% e riduzione dello spessore del 10%.

L'obiettivo di questa analisi è quello di valutare se la tendenza precedentemente osservata, ovvero l'incremento del salto di pressione accompagnato da una riduzione della portata volumetrica, sia imputabile principalmente al numero di pale oppure alla combinazione delle modifiche geometriche applicate al profilo della pala.

Attraverso questa configurazione, è quindi possibile isolare l'effetto della geometria della pala, riducendo contemporaneamente le interazioni tra le scie grazie al minor numero di pale.

I risultati ottenuti con questa configurazione sono i seguenti:

- Portata volumetrica: **0,000357 m³/s** (-6.54%)
- Salto di pressione: **6,171 Pa** (+1.23%)
- Uniformità della velocità (UI): **0,699** (-0.72%)
- Energia cinetica turbolenta (k): **0,106 m²/s²** (+0.00%)
- Dissipazione turbolenta (ε): **7,485 m²/s³** (+8.65%)
- Rapporto di viscosità turbolenta: **33,404** (-12.18%)

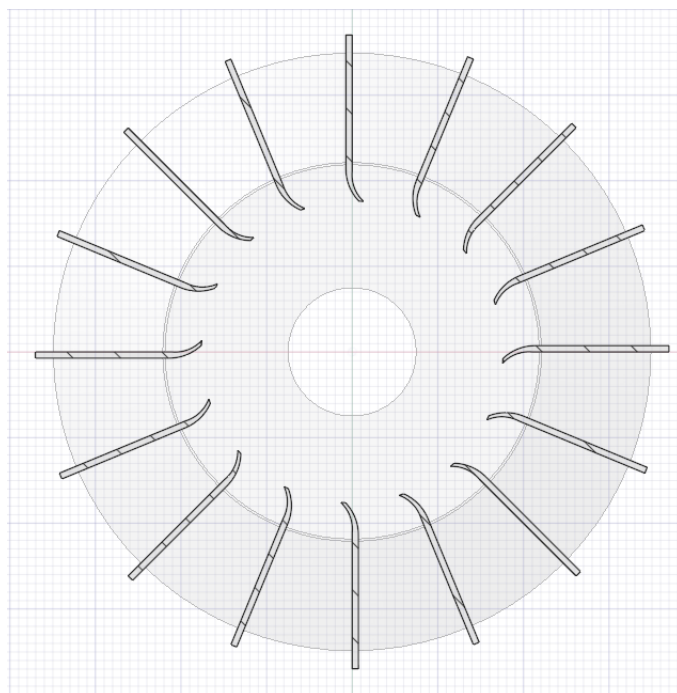


Figura 58: Sezione ventola #3

I risultati ottenuti confermano il trend già osservato nelle configurazioni precedenti, evidenziando una riduzione della portata volumetrica pari al **6.54%** rispetto alla configurazione standard, accompagnata da un incremento del salto di pressione totale (**+1.23%**) e da un aumento significativo del tasso di dissipazione turbolenta.

Il comportamento riscontrato è quindi coerente con quanto osservato per le configurazioni a 22 e 26 pale, indicando che la riduzione della portata volumetrica non è imputabile al numero di pale, ma alla combinazione delle modifiche geometriche introdotte sul profilo della pala.

Dal punto di vista fisico, l'incremento della curvatura associato alla riduzione dello spessore determina una deviazione più marcata del flusso e un aumento dei gradienti di pressione locali. Ciò comporta un incremento delle perdite aerodinamiche e della dissipazione energetica, come evidenziato dall'aumento del tasso di dissipazione turbolenta, limitando la capacità del fluido di attraversare il dominio e riducendo la portata complessiva.

9.6.8 Recap dei risultati

I risultati ottenuti confermano quindi che l'effetto combinato delle modifiche geometriche non produce un miglioramento delle prestazioni, ma al contrario introduce una resistenza aerodinamica aggiuntiva che penalizza il flusso utile. Tale comportamento risulta indipendente dal numero di pale, evidenziando come il parametro dominante sia la geometria del profilo della pala piuttosto che la configurazione globale della ventola.

Ventola	ΔP [Pa]	Portata volumetrica [m ³ /s]	Uniformità della velocità	Energia cinetica turbolenta - k [m ² /s ²]	Dissipazione turbolenta - ϵ [m ² /s ³]	Rapporto di viscosità turbolenta
22 pale (standard)	6,096	0,00382	0,694	0,106	6,889	38,039
26 pale	6,125 +0.47%	0,00392 +2.62%	0,682 -1,73%	0,114 +7.55%	7,559 +7.72%	39,693 +4.37%
-10% spessore	5,732 -5.97%	0,00384 +0.52%	0,699 +0,72%	0,102 -3.77%	7,03 +2.05%	35,837 -5.79%
+20% curvatura	5,952 -2.36%	0,00381 -0.26%	0,698 +0.58%	0,104 -1.89%	7,130 +3.50%	35,990 -5.39%
Ventola nuova #1	6,33 +3.84%	0,00362 -5.23%	0,107 +0.94%	7,03 +2.05%	33,623 -11.61%	0,694 +0.00%
Ventola nuova #2	6,171 +1.23%	0,00357 -6.54%	0,106 +0.00%	7,485 +8.65%	33,404 -12.18%	0,699 +0,72%
Ventola nuova #3	6,38 +4.66%	0,00359 -6.02%	0,106 +0.00%	7,435 +7.93%	33,51 -11.91%	0,693 -0.14%

Tabella 4: Risultati delle tre configurazioni di ventole rispetto alle configurazioni precedenti

DISCUSSIONE

L'obiettivo principale del presente lavoro è stato quello di analizzare il comportamento fluidodinamico del sistema di ventilazione di un generatore aeronautico e di valutare possibili miglioramenti progettuali della ventola, attraverso un approccio combinato sperimentale e numerico.

La validazione del modello CFD mediante confronto con i dati sperimentali ha rappresentato un passaggio fondamentale. I risultati ottenuti mostrano una buona coerenza tra simulazione e prova al banco, con scostamenti contenuti nell'ordine del 10% per la velocità dell'aria e valori compatibili per la portata volumetrica di aria. Questo conferma l'affidabilità del modello numerico adottato e la correttezza delle ipotesi semplificative introdotte.

L'analisi fluidodinamica ha evidenziato come il flusso all'interno del generatore sia caratterizzato da un regime fortemente turbolento, con numeri di Reynolds dell'ordine di $10^4 - 10^5$. In tali condizioni, la presenza della ventola induce significative componenti di swirl e forti gradienti di velocità, che influenzano direttamente la distribuzione della portata e l'efficacia del raffreddamento convettivo.

Lo studio dei parametri aerodinamici surrogati (ΔP , Q , UI , k , ε , μ_t/μ) ha permesso di ottenere una valutazione qualitativa e quantitativa delle prestazioni delle diverse configurazioni di ventola. In particolare:

- la portata volumetrica e il salto di pressione risultano i parametri più direttamente correlati alla capacità di raffreddamento;
- l'uniformità della velocità rappresenta un indicatore significativo della qualità del flusso interno;
- i parametri turbolenti (k , ε e μ_t/μ) consentono di valutare le perdite energetiche e l'intensità della miscelazione.

I risultati ottenuti mostrano come le modifiche geometriche della ventola influenzino in modo significativo il comportamento del flusso, evidenziando un compromesso tra aumento della portata e contenimento delle perdite turbolente.

Nel contesto di un generatore completo, un adeguato salto di pressione è necessario per garantire la penetrazione del flusso nelle regioni interne. Tuttavia, un incremento del salto di pressione dovuto a perdite aerodinamiche locali nella ventola non contribuisce al miglioramento della ventilazione, ma al contrario riduce l'efficienza complessiva del sistema.

Le ventole progettate hanno portato un miglioramento in termini di salto di pressione seguito da un peggioramento della portata volumetrica di aria, definendo di fatto un lavoro poco efficiente da parte della ventola nei confronti del flusso di aria.

Va tuttavia sottolineato che l'analisi è stata condotta in assenza di un modello termico completo del generatore. Pertanto, i parametri utilizzati rappresentano indicatori indiretti della capacità di raffreddamento e non una misura diretta dello scambio termico.

Nonostante tali limitazioni, l'approccio adottato consente di trarre indicazioni progettuali utili e costituisce una base solida per futuri sviluppi del modello.

Sono necessari, però, ulteriori studi per portare ad un miglioramento generale delle *performance* di ventilazione del generatore.

CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI

Il lavoro svolto ha permesso di sviluppare un modello CFD affidabile per l'analisi del sistema di ventilazione di un generatore aeronautico, validato mediante confronto con dati sperimentali.

L'analisi ha evidenziato come il comportamento del flusso sia fortemente influenzato dalla geometria della ventola e dalle condizioni operative, con un ruolo predominante della portata volumetrica e del salto di pressione nell'analizzare le prestazioni del sistema.

L'approccio adottato, basato sull'utilizzo di parametri aerodinamici surrogati, ha consentito di valutare diverse configurazioni progettuali, individuando soluzioni in grado di migliorare le prestazioni fluidodinamiche del sistema.

I risultati ottenuti confermano l'efficacia della simulazione CFD come strumento di supporto alla progettazione, permettendo di analizzare configurazioni complesse con costi e tempi significativamente inferiori rispetto a campagne sperimentali complete.

Il lavoro presentato può essere esteso in diverse direzioni:

- **Integrazione del modello termico completo** del generatore, includendo le proprietà termiche dei componenti e la generazione di calore interna;
- **Simulazione del modello completo a 360°**, sfruttando risorse computazionali più avanzate, al fine di catturare fenomeni tridimensionali non rappresentabili con la simmetria a 180°;
- **Analisi sperimentale del generatore completo**, per una validazione più approfondita del modello numerico;
- **Studio di configurazioni alternative della ventola**, come soluzioni aspiranti invece che spingenti, per valutare l'impatto sulla distribuzione del flusso e sul raffreddamento;
- **Utilizzo di modelli di turbolenza avanzati** (LES o ibridi RANS-LES) per una descrizione più dettagliata delle strutture turbolente;

Tali sviluppi permetterebbero di migliorare ulteriormente l'accuratezza del modello e di estendere le capacità predittive dello studio.

ELENCO DELLE FIGURE

Figura 1: Sezione del modello 3D del generatore.....	8
Figura 2: Rappresentazione del PMG.....	9
Figura 3: Eccitatrice principale.....	10
Figura 4: Rotore principale.....	11
Figura 5: Statore principale.....	12
Figura 6: Rappresentazione della ventola.....	13
Figura 7: <i>Mesh</i> strutturata dello statore.....	19
Figura 8: Esempio di <i>mesh</i> non strutturata.....	20
Figura 9: Confronto tra i due approcci.....	25
Figura 10: Generatore completo.....	45
Figura 11: Sezione del generatore completo.....	45
Figura 12: Generatore senza protezione e carcassa.....	46
Figura 13: Rimozione smussi, viti ed elementi futili per l'analisi.....	46
Figura 14: Generatore completo senza protezione e carcassa.....	47
Figura 15: Generatore semplificato senza protezione e carcassa.....	48
Figura 16: Sezione del generatore completo semplificato.....	48
Figura 17: Modello semplificato: involucro (grigio), dominio rotante (verde), dominio statorico (blu).....	49
Figura 18: Sezione del modello completo, inlet (blu), outlet (rosso), dominio rotante (verde), dominio statorico (giallo).....	50
Figura 19: Sezione modello semplificato.....	54
Figura 20: Modello semplificato #1 - Involucro (grigio), Dominio rotante (verde), Dominio statorico (blu).....	55
Figura 21: <i>Mesh</i> modello semplificato.....	55
Figura 22: Rappresentazione dei vettori del modulo della velocità su Fluent.....	56
Figura 23: Generatore accoppiato al drive bench.....	58
Figura 24: Setup degli strumenti di acquisizione dati.....	58

Figura 25: Setup della prova sperimentale - generatore, drive bench, condotto di ventilazione (d), anemometro (a), primo tubo di Pitot 1(b) e secondo tubo di Pitot (c)	59
Figura 26: Modello equivalente della prova sperimentale – Inlet (azzurro), Dominio rotante (verde), Outlet (blu)	65
Figura 27: Modello equivalente della prova sperimentale con metà condotto	66
Figura 28: Sezione del modello equivalente	66
Figura 29: Sezione del modello equivalente con metà condotto	66
Figura 30: <i>Mesh</i> del modello sperimentale equivalente	67
Figura 31: Risultati del modulo di velocità del modello con condotto pieno	68
Figura 32: Modulo della velocità nella posizione del secondo tubo di Pitot	69
Figura 33: Risultati del modulo di velocità del modello con condotto al 50%	70
Figura 34: Modulo della velocità nella posizione del secondo tubo di Pitot per il modello con condotto al 50%	71
Figura 35: Modello del generatore completo - Inlet (azzurro), Outlet (blu), Dominio rotante (verde), Dominio statorico (giallo)	75
Figura 36: Sezione del modello completo di generatore	75
Figura 37: Sezione della <i>mesh</i> del modello completo	76
Figura 38: Ventola modificata	78
Figura 39: Modello completo di generatore a 180°	79
Figura 40: <i>Mesh</i> generatore completo a 180°	79
Figura 41: Superfici simmetriche evidenziate in verde	80
Figura 42: Modulo della velocità del modello simmetrico	81
Figura 43: Pressione totale nel modello simmetrico	82
Figura 44: Pressione dinamica nel modello simmetrico	82
Figura 45: Energia cinetica turbolenta (k)	83
Figura 46: Indice di dissipazione turbolenta (epsilon)	84
Figura 47: Indice di viscosità turbolenta	85
Figura 48: Rappresentazione dei piani di taglio per il calcolo del salto di pressione	87
Figura 49: Rappresentazione del piano di taglio per il calcolo di UI e della portata volumetrica	88
Figura 50: Dominio utilizzato per il calcolo dei parametri di turbolenza	90

Figura 51: Sketch per la costruzione della ventola	91
Figura 52: Pattern circolare per la costruzione delle pale della ventola	92
Figura 53: Ventola standard (22 pale).....	92
Figura 54: Ventola 16 pale	92
Figura 55: Sezione del modello utilizzato per lo studio di progettazione della ventola	93
Figura 56: Sezione ventola #1	96
Figura 57: Sezione ventola #2	99
Figura 58: Sezione ventola #3	101

ELENCO DELLE TABELLE

Tabella 1: Dati acquisiti prima della ventola	62
Tabella 2: Dati acquisiti dopo la ventola	62
Tabella 3: Risultati delle CFD per lo studio di progettazione della ventola	93
Tabella 4: Risultati delle tre configurazioni di ventole rispetto alle configurazioni precedenti.....	102

BIBLIOGRAFIA

- [1] Matthew Meier and Elias G. Strangas, *Cooling Systems for High-Speed Machines, Review and Design Considerations* (2025)
- [2] Yongjie Wang, Huizhen Wang, Weifeng Liu, Qin Wang and Xing Zhao, *Design Method for Variable Frequency Brushless Synchronous Generators* (2022)
- [3] Kai Xiong, Yunhua, Yun-Ze Li, Ji-Xiang Wang and Yufeng Mao, *Numerical Investigation on the Thermal Performance of Nanofluid-Based Cooling System for Synchronous Generators* (2019)
- [4] Peter Connor, *Computational fluid dynamics modelling of an entire synchronous generator for improved thermal management* (2016)
- [5] Filip Kutt, *Models of Brushless Synchronous Generator for Studying Autonomous Electrical Power System* (2022)
- [6] Haidong Wang, Hui Wang, Feng Gao, Pengzhi Zhou, *Literature review on pressure-velocity decoupling algorithms applied to built-environment CFD simulation* (2018)
- [7] Pirooz Moradnia, Valery Chernoray, Håkan Nilsson, *Experimental assessment of a fully predictive CFD approach, for flow of cooling air in an electric generator* (2014)
- [8] Tang Chenqi, Yu Zhongjun, Fu Jia, Yang Juntan, Jiang Hao, *Temperature field analysis of an air-water composite cooling high-speed generator* (2025)
- [9] D.-D. Dang, X.-T. Pham, P. Labbe, F. Torriano, J.-F. Morissette, C. Hudon, *CFD analysis of turbulent convective heat transfer in a hydro-generator rotor-stator system* (2018)
- [10] Roland Schiestel, Bruno Chaouat, *Turbulence modeling and simulation advances in CFD during the past 50 years* (2022)

- [11] Mohammadreza Kadivar, David Tormey, Gerard McGranaghan, *A comparison of RANS models used for CFD prediction of turbulent flow and heat transfer in rough and smooth channels* (2023)
- [12] M. A. Abd Halim, N. A. R. Nik Mohd, M. N. Mohd Nasir, M. N. Dahalan, *The Evaluation of k-e and k-o Turbulence Models in Modelling Flows and Performance of S-shaped Diffuser* (2018)
- [13] ASE S.p.A. - Azienda Leader nella Progettazione e Produzione di Sistemi Elettrici per Velivoli, 2025. URL <https://www.ase-spa.com/>
- [14] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing (1980)
- [15] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*, 2nd ed., Pearson (2007)
- [16] M. Darwish, F. Moukalled, *On the Pressure Interpolation in Finite Volume Methods for Incompressible Flows*, Numerical Heat Transfer (1994)
- [17] Joel H. Ferziger, Milovan Peric', Robert L. Street, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer
- [18] Moukalled, Mangani, Darwish, *The Finite Volume Method in CFD*, Springer, (2016)
- [19] B. Stephen, Pope, *Turbulent Flows*, Cambridge University Press
- [20] F. R. Menter, NASA Ames Research Center, Moffett Field, *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications* (1994)
- [21] Spalart, *Strategies for turbulence modelling and simulations* (2015)
- [22] Hrvoje Jasak, *Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows* (1994)
- [23] Brian Launder, Sebastien Poncet and Eric Serre, *Laminar, Transitional and Turbulent Flows in Rotor-Stator Cavities* (2009)
- [24] Bruce R. Munson, Donald F. Young, Theodore H. Okiishi e Wade W. Huebsch: *Fundamental of Fluidmechanic*, sixth edition