



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Curriculum Progettazione Meccanica

Analisi ed ottimizzazione di un ventilatore per caldaie:
miglioramento strutturale, smorzamento delle vibrazioni
trasmesse, riduzione del rumore vibro-acustico

Analysis and optimization of a boiler fan: structural
improvement, vibration damping, vibration reduction

Relatore:

Prof. Archimede Forcellese

Tesi di laurea di:

Fabiola Calvo

Correlatore:

Michela Simoncini

A.A2023/2024

Indice

1. Ventilatori.....	13
1.1 Curve caratteristiche dei ventilatori.....	15
1.2 Ventilatori centrifughi	16
1.3 Teoria dei ventilatori centrifughi.....	17
1.4 Suddivisioni e curve caratteristiche.....	20
1.4.1 Pale in avanti.....	20
1.4.2 Pale radiali.....	21
1.4.3 Pale all'indietro.....	22
1.5 Equazioni fondamentali.....	23
1.5.1 Ingresso radiale.....	26
1.5.2 Grado di reazione.....	27
1.5.3 Caratteristiche per un numero infinito di pale.....	28
1.5.4 Caratteristiche per un numero finito di pale.....	29
1.6 Le perdite.....	31
1.6.1 Classificazione delle perdite.....	31
1.6.2 Efficienza e rendimenti.....	33
1.7 Caratteristiche operative.....	34
1.7.1 Influenza del numero di pale.....	34
1.7.2 Effetto della presenza di attrito nel passaggio tra le pale.....	34
1.7.3 Effetto dovuto alle perdite di shock.....	35
1.7.4 Effetto della riduzione della portata.....	35
1.8 Rumore	36
1.8.1 Classificazione.....	37
1.8.2 Riduzione del rumore.....	38
1.8.3 Forma della lingua della voluta della girante.....	39
2. Analisi FEM.....	40
2.1 Fondamenti teorici dell'analisi FEM.....	41
2.1.1 Principio dei lavori virtuali.....	41
2.1.2 Approssimazioni nel Metodo degli Elementi Finiti.....	43
2.1.3 Elementi finiti.....	43
2.2 Fasi dell'analisi FEM.....	45
2.2.1 Pre-processing.....	45
2.2.2 Processing: Risoluzione del Modello.....	46
2.2.3 Post-processing: Valutazione dei Risultati.....	46

3. EMC FIME.....	47
3.1 Prodotti.....	48
3.2 Tools aziendali.....	50
3.3 Descrizione prodotto.....	51
3.3.1 Esploso prodotto.....	52
3.3.2 Protezione elettronica.....	53
3.3.3 Girante e coclea.....	53
3.3.4 Ventolina di raffreddamento.....	53
3.3.5 Motore.....	54
4. Caso studio. PX 148.....	57
4.1 Analisi delle misure su un campione rumoroso.....	57
4.1.1 Girante.....	60
4.1.2 Rotore, statore e girante.....	61
4.2 PRP 574.....	61
4.2.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	61
4.2.2 Analisi modale.....	64
4.2.3 Analisi risultati.....	65
4.2.4 Model Effective Mass.....	66
4.3 PRP00198045.....	69
4.3.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	69
4.3.2 Analisi modale.....	71
4.3.3 Analisi risultati.....	71
4.3.4 Model Effective Mass.....	72
4.4 PRP00198045 vincolata in punto strategici.....	74
4.4.1 Analisi risultati.....	75
4.4.2 Model Effective Mass.....	75
4.5 PRP00198045 vincolata lungo tutto il perimetro.....	77
4.5.1 Analisi risultati.....	77
4.5.2 Model Effective Mass.....	78
4.6 Protezione unica con rinforzi.....	79
4.6.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	79
4.6.2 Analisi modale.....	81
4.6.3 Analisi risultati.....	81
4.6.4 Model Effective Mass.....	82
4.7 Protezione unica con rinforzi.....	83
4.7.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	84
4.7.2 Analisi modale.....	85
4.7.3 Analisi risultati.....	86
4.7.4 Model Effective Mass.....	87
4.7.5 Scelta della configurazione finale.....	88

4.8 Clip.....	89
4.8.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	90
4.8.2 Analisi non lineare.....	91
4.8.3 Analisi risultati.....	94
4.9 Ventolina di raffreddamento.....	97
4.9.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	97
4.9.2 Analisi modale.....	99
4.9.3 Analisi risultati.....	100
4.9.4 Model Effective Mass.....	100
4.9.5 Analisi statica.....	102
4.9.6 Risultati analisi statica.....	103
4.10 Nuova Ventolina di raffreddamento.....	104
4.10.1 Modello FEM e scelta del materiale.....	104
4.10.2 Analisi modale.....	106
4.10.3 Analisi risultati.....	106
4.10.4 Model Effective Mass.....	106
4.10.5 Analisi statica.....	107
4.10.6 Risultati analisi statica.....	108
4.11 Risultati.....	109
5. Conclusioni	111
Bibliografia	113

Elenco delle figure

Figura 1.1: Tipologie di ventilatori

Figura 1.2: Esempio curve caratteristiche: Portata-pressione, portata-potenza e portata-efficienza

Figura 1.3: Esemplificazione ventilatore

Figura 1.4: Sezione trasversale e triangolo delle velocità

Figura 1.5: Tipologia pale, grafico Portata-Lavoro

Figura 1.6: Pale in avanti

Figura 1.7: Pale all'indietro

Figura 1.8: Pale radiali

Figura 1.9: Tipologia pale

Figura 1.10: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curve in avanti

Figura 1.11: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale radiali

Figura 1.12: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curvate all'indietro

Figura 1.13: Velocità e forze sulla ventola.

Figura 1.14: τ in funzione di α_2

Figura 1.15: Pressione statica e dinamica per diversi angoli delle pale.

Figura 1.16: Andamento delle pressioni in funzione della portata.

Figura 1.17: Andamento della potenza in funzione della portata

Figura 1.18: Diagrammi delle velocità nella condizione di numero finito di pale.

Figura 1.19: Influenza del numero finito di pale sulla curva caratteristica.

Figura 1.20: Andamento caratteristico di un fan centrifugo a pale curve in avanti o radiali.

Figura 1.21: Variazioni nelle caratteristiche dovute al passaggio solo parzialmente riempito dal fluido.

Figura 2.1 Fasi dell'analisi FEM

Figura 2.2 Trave Beam

Figura 2.3 Piano Shell

Figura 2.4 Tipi di elementi usati per la discretizzazione di solidi

Figura 3.1: Sede EMC FIME, Castelfidardo (AN), Italia

Figura 3.2: Gamma prodotti EMC FIME

Figura 3.3: Laboratori EMC FIME

Figura 3.4 Esploso del prodotto

Figura 3.5 Esploso del motore

Figura 3.6 Curva portata-pressione a fissata velocità di rotazione

Figura 3.7 Curva portata-velocità di rotazione, fissando il carico in uscita

Figura 3.8 Curva potenza-portata, fissando il carico in uscita

Figura 4.1 La color map evidenzia un problema di risonanza intorno ai 5000 rpm

Figura 4.2 La color map evidenzia un problema di risonanza intorno ai 5000 rpm

Figura 4.3 Misurazioni con protezione, senza protezione e modi di vibrare della protezione

Figura 4.4. Girante

Figura 4.5 Rotore

Figura 4.6 Statore

Figura 4.7 Protezione 574

Figura 4.8 Mesh 3D della prp574

Figura 4.9 Particolare interno della meh 3D

Figura 4.10 Condizioni al contorno sulla prp574

Figura 4.11 Comparazione numerico sperimentale

Figura 4.12 Alcuni dei principali modi di vibrare della protezione

Figura 4.13 PRP001998045

Figura 4.14 Mesh per PRP001998045

Figura 4.15 Punti di fissaggio per la PRP00198045

Figura 4.16 Esempi di modi di vibrare della protezione

Figura 4.17 Fissaggio della base in punti strategici

Figura 4.18 Principali modi di vibrazione della prp fissata lungo la base

Figura 4.19 Fissaggio lungo tutta la base

Figura 4.20 Principali modi di vibrazione della prp fissata lungo la base

Figura 4.21 Soluzione pezzo unico

Figura 4.22 Mesh soluzione singolo pezzo

Figura 4.23 Condizioni al contorno sulla soluzione in componente singolo

Figura 4.24 Modali critiche della soluzione in componente singolo

Figura 4.25 Soluzione con due componenti

Figura 4.26 A sinistra il componente superiore. A destra il componente inferiore

Figura 4.27 Mesh per la soluzione con due componenti

Figura 4.28 Condizioni al contorno per la soluzione in due componenti.

Figura 4.29 Modali critiche della soluzione con doppio componente

Figura 4.30 Geometria clip di assemblaggio della protezione elettronica

Figura 4.31 Mesh 3D della clip

Figura 4.32 Curva sforzo-deformazione per il latamid 6S/30

Figura 4.33 A sinistra il componente A a destra il componente B

Figura 4.34 Superfici che entrano in contatto

Figura 4.35 Doppio contatto tra le superfici

Figura 4.36 Spostamenti nei vari step della simulazione non lineare

Figura 4.37 Zone con maggiori concentrazioni di tensione sulla clip

Figura 4.38 Analisi lineare e non lineare per le tensioni sui tre punti più critici della geometria

Figura 4.39 Ventolina di raffreddamento

Figura 4.40 Mesh ventolina di raffreddamento

Figura 4.41 Vincoli applicati alla simulazione modale per la ventolina di raffreddamento

Figura 4.42 Principali modi di vibrare della ventolina

Figura 4.43 Condizioni al contorno per la simulazione statica sulla ventolina di raffreddamento

Figura 4.44 Tensioni lungo la ventolina di raffreddamento

Figura 4.45 Spostamento lungo y

Figura 4.46 Nuova ventolina di raffreddamento

Figura 4.47 Mesh nuova ventolina di raffreddamento

Figura 4.48 Condizioni al contorno per la simulazione modale della nuova ventolina

Figura 4.49 Modo di vibrare della nuova ventolina

Figura 4.50 Condizioni al contorno per la simulazione strutturale della nuova ventolina

Figura 4.51 Distribuzioni delle tensioni sulla nuova ventolina di raffreddamento

Figura 4.52 Spostamento lungo y

Figura 4.53 Confronto tra vecchie e nuove soluzioni

Figura 4.54 Prototipo protezione a due pezzi

Figura 4.55 Angoli di skew

Elenco delle tabelle

Tabella 3.1 Scheda tecnica del motore

Tabella 4.1 Modi di vibrare della girante

Tabella 4.2 Mesh information 574

Tabella 4.3 Modi di vibrare della prp 574

Tabella 4.4 Modi di vibrare della prp 574

Tabella 4.5 Mesh information prp 001998045

Tabella 4.6 Modi di vibrare della prp 00198045

Tabella 4.7 Modi di vibrare della prp 00198045

Tabella 4.8 Modi di vibrare della protezione vincolata in punti strategici

Tabella 4.9 Modi di vibrare della protezione vincolata in punti strategici

Tabella 4.10 Modi di vibrare della protezione vincolata lungo tutto il perimetro

Tabella 4.11 Modi di vibrare della protezione vincolata lungo tutto il perimetro

Tabella 4.12 Mesh information prp rinforzata

Tabella 4.13 Modi di vibrare della prp rinforzata

Tabella 4.14 Modi di vibrare della prp rinforzata

Tabella 4.15 Mesh information prp a due componenti

Tabella 4.16 Modi di vibrare della prp a due componenti

Tabella 4.17 Modi di vibrare della prp a due componenti

Tabella 4.15 Mesh information clip

Tabella 4.16 Spostamento in tre step

Tabella 4.17 Mesh information ventolina

Tabella 4.18 Modi di vibrare della ventolina

Tabella 4.19 Modi di vibrare della ventolina

Tabella 4.20 Mesh information ventolina nuova

Tabella 4.21 Modi di vibrare della ventolina nuova

Tabella 4.22 Modi di vibrare della ventolina nuova

Introduzione

Durante lo svolgimento di questo lavoro di tesi presso EMC FIME, ho avuto l'opportunità di lavorare all'interno dell'ufficio di progettazione CAE. Nello specifico, il progetto seguito riguardava l'ottimizzazione di un ventilatore per caldaie a condensazione, con un focus specifico sul miglioramento strutturale, la riduzione delle vibrazioni trasmesse e la diminuzione del rumore vibro-acustico. Il ventilatore analizzato è un Premix (PX), utilizzato per le applicazioni caratterizzate da potenze e portate più elevate, che trovano spesso impiego in complessi di grandi dimensioni, dove è necessario gestire il riscaldamento di più abitazioni.

La necessità di questo studio è emersa dalle nuove richieste del mercato in tema di riduzione del rumore che spingono i progettisti a ottimizzare sempre maggiormente i prodotti in tale direzione. È stata dunque affrontata una campagna di misure su diversi campioni e, attraverso la raccolta e l'analisi di dati a diverse velocità di rotazione, sono stati identificati alcuni campioni che mostravano una marcata amplificazione del rumore nell'intorno dei 5000 rpm, indicando la presenza di una risonanza meccanica. Questa risonanza, se non risolta, può causare danni strutturali e influire negativamente sulle prestazioni del sistema.

Il progetto ha previsto lo sviluppo di una metodologia innovativa per ottimizzare il ventilatore. Infatti, mediante l'utilizzo di software di simulazione, è stato possibile selezionare uno o più modelli da sottoporre successivamente a test fisici. L'ottimizzazione parametrica permette di ridurre significativamente il carico di lavoro del progettista, il quale deve collegare i parametri geometrici e impostare le condizioni al contorno. I software impiegati durante questa fase sono in grado di valutare centinaia di modelli, offrendo soluzioni completamente nuove e differenti.

Tuttavia, potrebbero sorgere problemi relativi alla produzione di alcuni componenti. Sarà compito del progettista correggere eventuali difformità meccaniche mantenendo il modello virtuale il più fedele possibile. Il principale vantaggio di questa metodologia risiede nel fatto che i costi derivanti da modifiche effettuate durante le prime fasi di sviluppo sono significativamente inferiori rispetto a quelli che si verificherebbero durante la fase di produzione o di test.

Per gestire efficacemente questi aspetti si adotta la filosofia del Concurrent Engineering. Questo approccio consente di coinvolgere e mettere in comunicazione tutti gli stakeholder fin dalle prime fasi di sviluppo del prodotto. La collaborazione interdisciplinare garantisce che ogni fase del progetto sia allineata con le esigenze di produzione e le aspettative di mercato, migliorando l'efficienza e la qualità del prodotto.

Nel Capitolo 1 vengono approfonditi gli elementi fondamentali per comprendere la parte meccanica del ventilatore. Verranno analizzati i parametri chiave e alcuni aspetti cruciali relativi al loro sviluppo, fornendo una base solida per l'intera trattazione.

Nel Capitolo 2 si offrirà una descrizione sintetica della teoria degli elementi finiti, che costituisce uno strumento indispensabile per l'analisi strutturale e la progettazione ingegneristica avanzata.

Il Capitolo 3 sarà dedicato alla presentazione dell'azienda EMC FIME presso la quale ho svolto un tirocinio full-time di tre mesi. Durante questo periodo, ho fatto parte dell'ufficio di progettazione meccanica acquisendo esperienza pratica nel settore.

Nel Capitolo 4 si entrerà nel dettaglio del caso di studio. Partendo dall'analisi dei requisiti del prodotto, si procederà fino alla realizzazione di un primo modello ottimale. Questo capitolo mostrerà il percorso di sviluppo del ventilatore, evidenziando le fasi critiche del processo di progettazione e ottimizzazione.

Infine, nel Capitolo 5, verranno presentate le conclusioni relative al lavoro svolto. Saranno analizzati i vantaggi delle metodologie di progettazione adottate e si discuteranno possibili miglioramenti futuri. Questo capitolo fornirà una riflessione critica sui risultati ottenuti e sulle prospettive di sviluppo ulteriori.

Capitolo 1

Ventilatori

I ventilatori sono macchine rotanti che, sfruttando energia meccanica, mettono in movimento una o più ventole costituite da pale al fine di mantenere un costante flusso d'aria a una specifica pressione, senza alterare la densità dell'aria circostante. L'obiettivo primario di tali ventilatori è di spostare un preciso volume d'aria a una pressione tale da superare la resistenza del sistema in cui sono inseriti. La maggior parte di essi è equipaggiata con motori elettrici per fornire l'energia necessaria al funzionamento delle ventole, anche se esistono eccezioni in cui vengono impiegati altri tipi di motori, come quelli a combustione interna. La scelta del ventilatore più idoneo dipende da molteplici fattori, tra cui la portata e la pressione richieste, nonché lo spazio disponibile, il tipo di motore da utilizzare, il livello di rumorosità, l'efficienza meccanica ed aerodinamica, la resistenza strutturale e, ovviamente, il costo. I ventilatori sono suddivisi principalmente in due categorie in base al loro design costruttivo: ventilatori centrifughi e ventilatori assiali.

I **ventilatori centrifughi** rappresentano una categoria di dispositivi in cui l'aria viene convogliata al centro della ventola, che è composta da un insieme di pale disposte a formare un anello. Grazie alla rotazione della ventola, l'aria fluisce radialmente attraverso le pale stesse, generando una forza centrifuga che determina un aumento della pressione nell'aria in movimento. Questi ventilatori possono presentare pale con diverse configurazioni: dritte, curve in avanti o curve all'indietro rispetto alla direzione di rotazione. Ciascuna configurazione influisce sulle prestazioni del ventilatore, producendo curve caratteristiche distinte. La presenza di pale curve può ulteriormente aumentare la pressione generata. Questi ventilatori sono particolarmente adatti per applicazioni con rapporti portata/pressione relativamente bassi. Quindi, i ventilatori centrifughi, avendo la capacità di generare prestazioni più elevate, soprattutto in termini di pressione, sono utilizzati in una vasta gamma di applicazioni industriali, sia nel processo produttivo che in attività ausiliarie. Li possiamo trovare praticamente in tutti i settori industriali e nei sistemi dedicati all'aspirazione, al convogliamento e all'abbattimento delle emissioni industriali.

I **ventilatori assiali** rappresentano una categoria di dispositivi in cui il flusso d'aria attraversa le pale del ventilatore principalmente in direzione parallela all'asse di rotazione della ventola, mantenendo la direzione media del flusso nonostante i fenomeni vorticosi generati dalla rotazione delle pale stesse. La forza principale esercitata dalle pale è orientata in direzione assiale, contribuendo ad aumentare la pressione del flusso. Le caratteristiche chiave di questi ventilatori dipendono dal numero di pale e dall'angolo di inclinazione rispetto al flusso d'aria. Sono particolarmente adatti per applicazioni con un elevato rapporto tra portata e pressione. In termini pratici, i ventilatori assiali sono impiegati principalmente per spostare grandi volumi d'aria con una pressione relativamente bassa. Troviamo comunemente questi ventilatori in sistemi di ventilazione meccanica, nell'HVAC (riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria), nel condizionamento generale degli ambienti e, ad esempio, nelle gallerie stradali. [1]

Esistono anche varianti intermedie tra i due tipi di ventilatori, noti come ventilatori misti. Questo tipo di ventilatore combina elementi dei ventilatori centrifughi e assiali. Hanno un design ibrido che permette di generare pressione e di muovere grandi volumi d'aria. La girante di un ventilatore misto può essere disposta in modo tale da spingere l'aria sia radialmente che assialmente, offrendo una maggiore flessibilità nelle applicazioni. I ventilatori misti sono utilizzati in una varietà di contesti, come negli impianti di ventilazione industriale, nei condizionatori d'aria commerciali e nei sistemi di estrazione fumi.

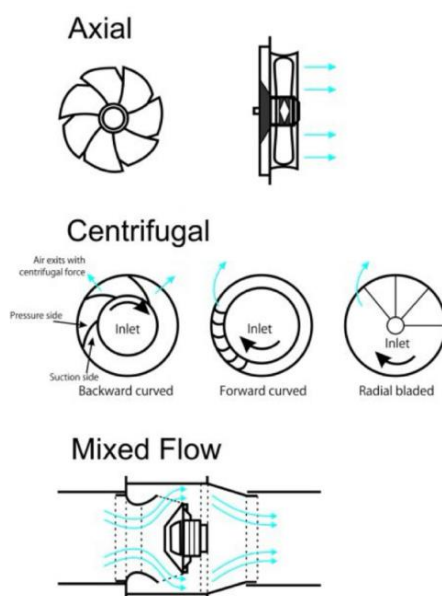


Fig.1.1 Tipologie di ventilatori

Tuttavia, i ventilatori assiali tendono ad essere più rumorosi in quanto ruotano con una velocità maggiore all'estremità delle pale rispetto ai ventilatori centrifughi, a parità di prestazioni. Inoltre, sono più soggetti ai fenomeni di stallo delle pale. Nonostante ciò, sono più compatti dei ventilatori centrifughi, possono essere combinati in configurazioni serie o

parallele e possono facilmente invertire la direzione del flusso semplicemente cambiando il senso di rotazione. Sono inoltre più adatti per gestire grandi volumi d'aria. Al contrario, i ventilatori centrifughi hanno prestazioni superiori a pressioni d'esercizio elevate. [7]

In questa tesi, è stato studiato ed utilizzato un modello di ventilatore centrifugo per applicazioni specifiche.

1.1 Curve caratteristiche dei ventilatori

Nell'analisi delle prestazioni di un ventilatore, si evidenziano due parametri cruciali: la portata volumetrica e la pressione generata. Questi fattori, interconnessi, definiscono l'efficienza e la capacità operativa del ventilatore. Tracciando le curve caratteristiche, si osserva come la pressione e la portata interagiscano, delineando il comportamento del dispositivo sotto varie condizioni di lavoro. Una di queste curve illustra la relazione tra pressione statica e portata, evidenziando una tendenza al decremento della pressione al crescere della portata, fino a raggiungere un punto di non pressione a massimo flusso d'aria. L'altra curva mostra il legame tra portata ed efficienza, culminante nel BEP (Best Efficiency Point), dove l'efficienza raggiunge il suo apice a una determinata portata.

Questo punto di efficienza ottimale segnala il bilanciamento ideale tra consumo energetico e prestazione, elemento fondamentale per l'operatività economica e sostenibile del ventilatore. L'efficienza, inoltre, è influenzata dalla potenza assorbita, con un incremento della potenza che comporta una riduzione dell'efficienza. È cruciale considerare come il numero di giri del motore influisca sulla portata e sull'efficienza, con un abbassamento delle prestazioni al diminuire della velocità. L'analisi delle prestazioni non si ferma ai soli parametri di efficienza e portata, ma include anche l'incremento di pressione, o prevalenza, e altri fattori come il rumore generato, offrendo così una panoramica complessa ma completa delle capacità e delle limitazioni del ventilatore. La comprensione di queste dinamiche è essenziale per ottimizzare l'uso dei ventilatori in applicazioni specifiche, garantendo un funzionamento efficiente ed efficace. [2]

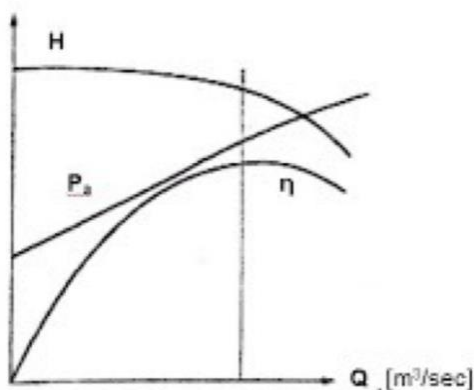


Fig. 1.2: Esempio curve caratteristiche: Portata-pressione, portata-potenza e portata-efficienza

1.2 Ventilatori centrifughi

Un ventilatore, sia esso centrifugo o assiale, è un dispositivo dinamico che sfrutta l'energia rotazionale di una girante, mossa da un motore, per interagire con il flusso di un fluido. Nel caso dei ventilatori centrifughi, la girante è alloggiata all'interno di un convogliatore a forma di chiocciola, noto anche come cocea. Il convogliatore presenta una o più aperture d'aspirazione assiali, attraverso le quali l'aria viene convogliata verso la girante, e una bocca di mandata posizionata ad angolo retto rispetto all'asse di rotazione. Quando la girante è in rotazione, le pale attirano l'aria grazie alla forza centrifuga e la spingono nella direzione della rotazione della girante. La funzione del convogliatore è quella di convertire la pressione dinamica generata all'estremità delle pale in pressione statica. Alla fine del convogliatore, per rallentare il flusso e aumentare la pressione, viene inserito un diffusore che espande la sezione del passaggio del fluido. Questo incremento di sezione consente un maggiore recupero di pressione.

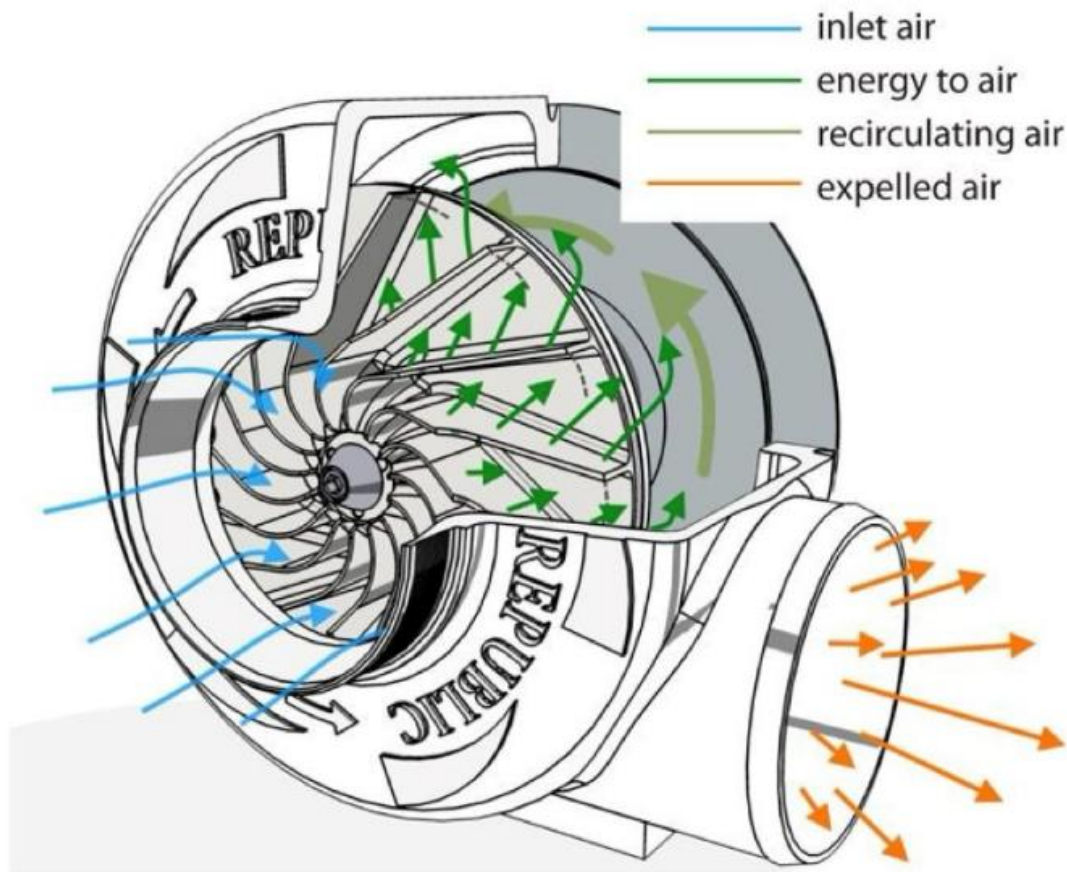


Fig. 1.3: Esempificazione ventilatore

1.3 Teoria dei ventilatori centrifughi

Come già detto, un aspetto cruciale della ventilazione consiste nella definizione delle specifiche richieste al ventilatore in termini di portata e pressione. Di solito, la selezione di un ventilatore che soddisfi tali requisiti è una decisione presa in collaborazione tra il cliente e il costruttore, attraverso un processo di valutazione delle prestazioni e delle curve caratteristiche, nonché del costo e dell'utilizzo della macchina. La comprensione dei principi di base consente di stimare le prestazioni di un ventilatore, facilitando la scelta delle opzioni più convenienti.

Nella Figura 1.4 è illustrata la ventola di un ventilatore centrifugo con pale curvate all'indietro. Il fluido entra al centro della ventola, curva la sua traiettoria di un angolo retto e si sposta radialmente verso l'esterno sotto l'azione di un aumento della pressione statica dovuto alle forze centrifughe generate dalla rotazione. Le linee tratteggiate mostrano i percorsi del fluido rispetto alle pale rotanti.

In ogni punto del flusso fluido, la velocità può essere rappresentata dai vettori delle sue componenti. Esistono due elementi chiave che formano quello che viene definito come il triangolo delle velocità. La componente w indica la componente della velocità che è tangenziale alla pala, mentre u è orientata perpendicolarmente alla direzione di flusso. La componente c emerge come la combinazione delle componenti u e w . Dall'illustrazione si osserva che queste componenti si applicano sia al flusso in entrata che a quello in uscita.

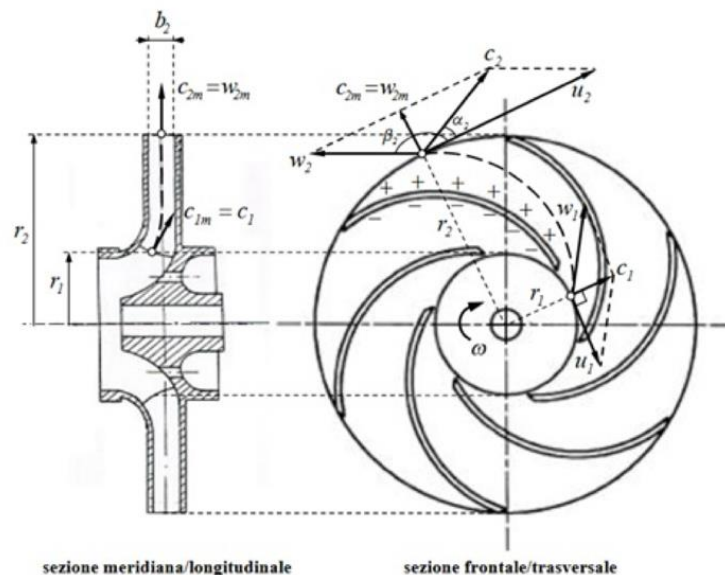


Fig. 1.4: Sezione trasversale e triangolo delle velocità

L'inclinazione tra la componente della velocità tangenziale w e quella radiale u gioca un ruolo cruciale, poiché consente di categorizzare i ventilatori secondo l'angolazione che definisce il profilo delle loro pale. In base a questo angolo, si distinguono tre varietà di pale, ognuna con specifiche prestazioni e attributi.

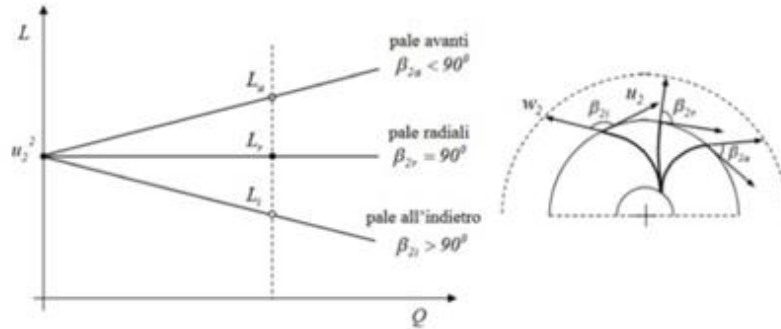


Fig. 1.5: Tipologia pale, grafico Portata-Lavoro

Nella rappresentazione sopra, sono illustrate tre tipologie di pale distinte in base all'angolo β .

Quando $\beta < 90^\circ$, ci riferiamo a pale curvate in avanti. Questo tipo di pale favorisce una portata d'aria molto elevata rispetto alle altre varianti, ma al contempo genera una pressione relativamente bassa. Le pale curvate in avanti presentano un vantaggio significativo in termini di silenziosità; tuttavia, richiedono una potenza considerevole per raggiungere la massima portata. Inoltre, per garantire un adeguato recupero di pressione, è necessario che il diffusore sia più lungo. Questo perché l'energia cinetica prima dell'uscita del ventilatore è notevolmente elevata, e il diffusore rallenta il flusso d'aria, consentendo di convertire parte di questa energia in pressione. Utilizzando pale curvate in avanti, è possibile ottenere una geometria compatta e di dimensioni ridotte. Tuttavia, la curva di prestazione presenta discontinuità a basse portate, dovute allo stallo delle pale a pressioni ridotte.

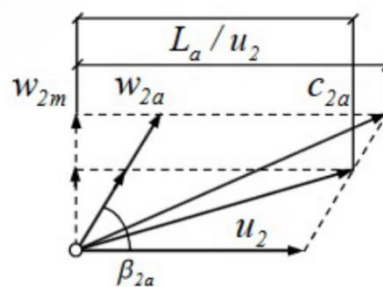


Fig. 1.6: Pale in avanti

Quando l'angolo β è maggiore di 90° , ci riferiamo alle pale curvate all'indietro rispetto alla direzione di rotazione. Queste pale tendono ad essere più ampie e spesse rispetto a quelle

curvate in avanti. Presentano un'efficienza molto elevata e il motore non tende mai a sovraccaricarsi perché la potenza aumenta fino al punto di massima efficienza e poi diminuisce, anche con palette curvate all'indietro. Di conseguenza, anche in presenza di variazioni di carico, il motore rimane in condizioni ottimali di funzionamento. Tuttavia, uno svantaggio significativo è che le macchine con palette all'indietro richiedono una costruzione più robusta e precisa a causa della loro maggiore velocità operativa, il che si traduce in un aumento di peso e dimensioni.

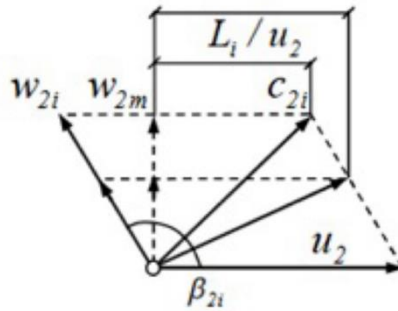


Fig. 1.7: Pale all'indietro

Quando l'angolo β è pari a 90° , ci riferiamo alle pale radiali. Queste pale dirigono il flusso in una direzione parallela al raggio della girante. Una girante dotata di pale radiali può gestire carichi più elevati rispetto a quelle con pale all'indietro. Inoltre, queste pale hanno la capacità di auto-pulirsi, il che le rende ideali in situazioni in cui il gas trasportato potrebbe contenere polveri o contaminanti che rischiano di alterare il flusso depositandosi sulle pale. In termini di efficienza, le pale radiali possono raggiungere livelli molto elevati, paragonabili a quelli delle pale all'indietro.

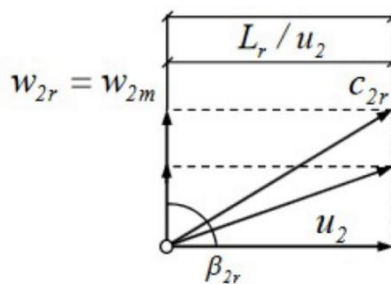


Fig. 1.8: Pale radiali

Poiché la forma delle pale è un fattore determinante nella forza esercitata sull'aria e quindi nell'energia trasferita alla stessa sotto forma di velocità, le caratteristiche dei ventilatori variano notevolmente in base al tipo di pale utilizzate.

Di conseguenza, si propone una nuova classificazione per i ventilatori centrifughi basata sulla forma delle pale.

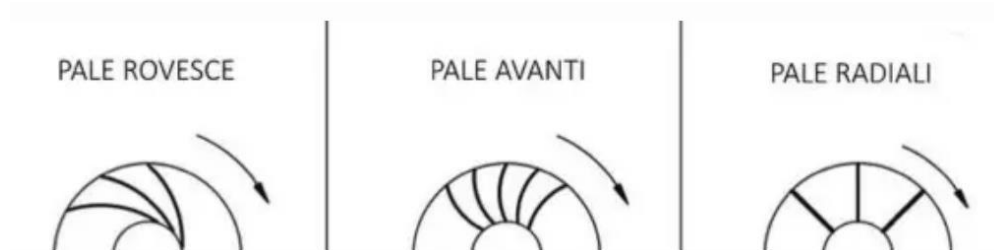


Fig. 1.9: Tipologia pale

1.4 Suddivisione e curve caratteristiche

1.4.1 Pale in avanti

Questo tipo di ventilatore è caratterizzato da un insieme di pale curvate in avanti nella direzione di rotazione. Rispetto ad altre configurazioni, questa tipologia di ventilatore è notevolmente più compatta a parità di prestazioni richieste. Infatti, a parità di dimensioni, la portata può essere fino a 2.5 volte superiore rispetto a una ventola con pale curve all'indietro. Tuttavia, questo vantaggio porta anche ad un aumento delle perdite dovute alla conversione dell'energia cinetica nella voluta, riducendo l'efficienza complessiva del ventilatore. Nonostante un'efficienza teorica massima del 92%, l'efficienza totale del ventilatore raggiunge al massimo il 75%. Questo tipo di ventilatore opera principalmente a basse velocità e basse pressioni, ma offre un'elevata portata d'aria. È comunemente utilizzato in applicazioni dove la compattazione è prioritaria, come nelle installazioni domestiche o industriali di piccole dimensioni. Inoltre, è noto per essere relativamente silenzioso ed economico. Tuttavia, presenta alcuni svantaggi, tra cui un'elevata potenza richiesta vicino alla condizione di pressione nulla e una forte dipendenza delle prestazioni dalla geometria delle pale. La curva caratteristica di questo tipo di ventilatore mostra delle discontinuità nella zona a basse portate, causate dallo stallo delle pale o dalla presenza di ricircolo dell'aria.

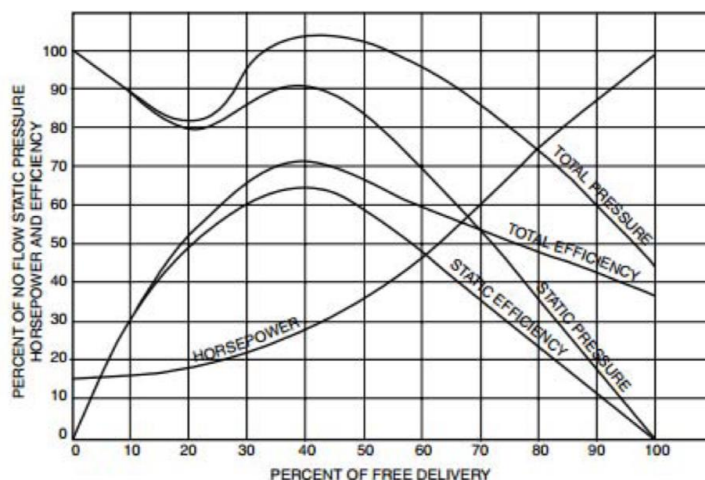


Fig. 1.10: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curve in avanti

1.4.2 Pale radiali

Questo tipo di ventilatore è caratterizzato da pale dritte che dirigono il flusso radialmente. A differenza delle pale curve all'indietro, questo tipo di configurazione offre carichi maggiori. Le pale di solito sono fissate anche alle estremità da un anello, noto come "shrouded radial blades", invece di essere lasciate libere ("open paddle blades"). Questa disposizione conferisce al ventilatore una maggiore efficienza, evitando la flessione delle pale sotto l'azione delle forze aerodinamiche. Ciò consente alla ventola di ruotare a velocità più elevate, garantendo quindi pressioni maggiori.

Inoltre, le pale di questo tipo sono autopulenti, rimanendo generalmente pulite anche in condizioni di contaminazione da polveri o altre sostanze. Grazie a questa caratteristica, questo tipo di ventilatore è ampiamente utilizzato in situazioni in cui ci sono contaminanti che potrebbero compromettere il flusso, rendendo altre configurazioni meno adatte.

Un esempio di curva caratteristica è mostrato nella Figura 1.11, dove si può osservare l'andamento quasi lineare della potenza assorbita dal ventilatore.

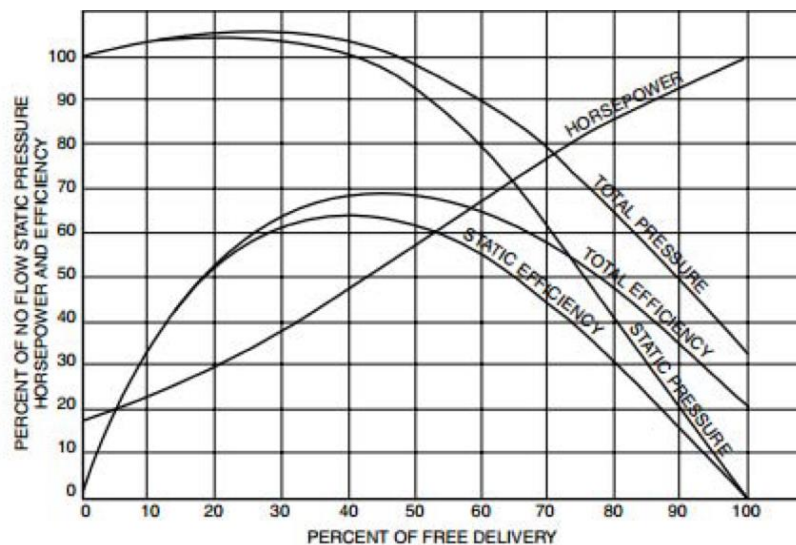


Fig. 1.11: Esempio di curva caratteristica di una fan a pale radiali

1.4.3 Pale all'indietro

Questo tipo di ventilatore è caratterizzato da pale curvate all'indietro rispetto alla direzione di rotazione della ventola. Le pale sono generalmente più larghe e spesse rispetto a quelle curvate in avanti. Utilizzato per portate medio-alte, questo tipo di ventilatore presenta la particolarità di una curva caratteristica molto ripida. Ciò significa che variazioni repentine o errori nella pressione del sistema non hanno grandi effetti sulla portata stessa. Inoltre, il motore di questo ventilatore non può andare in sovraccarico: la potenza richiesta aumenta fino a un massimo all'aumentare della portata, ma poi diminuisce quando si avvicina alla condizione a prevalenza nulla. Di conseguenza, un motore selezionato per operare vicino alla massima efficienza non andrà in sovraccarico se cambiano le condizioni di carico o la resistenza del sistema.

L'efficienza massima di questo tipo di ventilatore può essere molto elevata, raggiungendo anche il 90% in determinate situazioni. Tuttavia, i ventilatori con pale curvate all'indietro sono costruiti in modo più solido e preciso rispetto alla controparte con pale curvate in avanti, il che comporta un aumento di peso e ingombro. Di solito, questi ventilatori sono impiegati principalmente in applicazioni industriali, anche di grandi dimensioni.

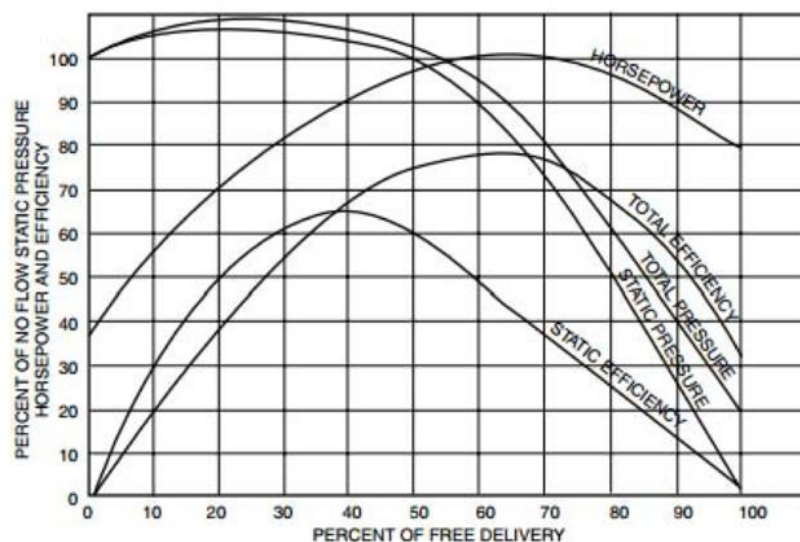


Fig. 1.12: Esempio di curva caratteristica di un fan a pale curvate all'indietro

1.5 Equazioni fondamentali

Per analizzare l'espressione per la pressione teorica generata dalla ventola, ci si basa sulla Figura 1.13, dove sono chiaramente indicate tutte le grandezze fondamentali necessarie per questa analisi.

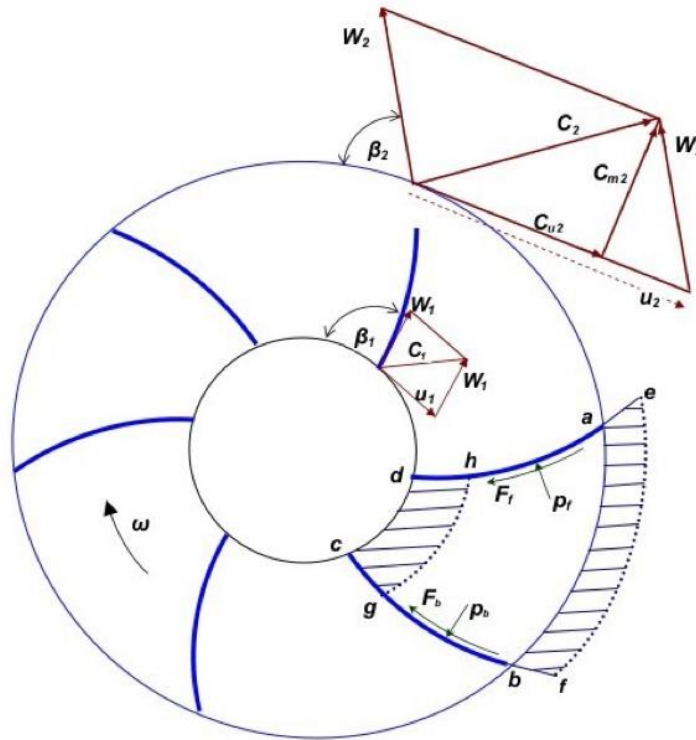


Fig. 1.13: Velocità e forze sulla ventola.

Immaginiamo di avere un oggetto rotante con una certa massa m , che si trova a una distanza r da un asse e si muove con una velocità tangenziale u . Questo oggetto ha un momento angolare che possiamo calcolare come il prodotto della massa per il raggio e la velocità tangenziale, cioè mrw . Se consideriamo che la massa è in un flusso continuo di movimento, possiamo parlare del tasso di cambiamento della massa rispetto al tempo, indicato come dm/dt . Possiamo quindi definire un momento M :

$$M = \frac{dm}{dt} ru = qru \quad (1.1)$$

Nel contesto di una ventola centrifuga la velocità periferica del fluido è indicata come c_u . Pertanto, l'espressione per il momento angolare diventa:

$$M = qrc_u \quad (1.2)$$

Consideriamo ora la quantità di liquido che riempie lo spazio compreso tra due pale, come mostrato nella figura dalla zona $abcd$. Dopo un intervallo di tempo estremamente piccolo dt , il liquido avrà occupato la zona $efgh$. L'unità di liquido $abfe$ che esce dalla ventola ha una massa dm pari a quella dell'unità $cdhg$ che entra nella ventola nello stesso lasso di tempo. Il volume rappresentato dalla sezione $abgh$ rimane sostanzialmente nella stessa posizione e quindi il suo momento angolare rimane invariato. L'incremento del momento angolare avviene a causa delle unità $abfe$ e $cdgh$. Pertanto, utilizzando l'equazione (1.2) nei punti di ingresso e di uscita, possiamo affermare che:

$$M = q[r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}] \quad (1.3)$$

Estendendo l'analisi del flusso dall'ambito di un singolo passaggio all'intera ventola, si ottiene il flusso di massa totale:

$$q = Q\rho \quad (1.4)$$

dove Q rappresenta il flusso volumetrico (m^3/s) e ρ indica la densità del fluido. Integrando le equazioni (1.3) e (1.4), si può formulare la seguente espressione:

$$M = Q\rho[r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}] \quad (1.5)$$

La potenza consumata dalla ventola è pari alla quantità di lavoro meccanico svolto per unità di tempo e può essere espressa come segue:

$$P = M\omega \quad (1.6)$$

con ω che rappresenta la velocità angolare.

Applicando l'equazione (1.5), si ottiene:

$$P = Q\rho\omega[r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}] \quad (1.7)$$

Ricordando inoltre che la relazione $\omega r = u$:

$$P = Q\rho[u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}] = qgH_t \quad (1.8)$$

avendo definito l'altezza teorica $H_t = [u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}]/g$

La potenza trasmessa dalla ventola all'aria può essere descritta dalla relazione $P=p_t Q$ dove p_t è l'incremento di pressione totale teorico attraverso l'intero ventilatore. In condizioni ideali, dove non ci sono perdite dovute a frizione o shock, possiamo affermare che:

$$\Delta p_t = \rho [u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}] = \rho g H_t \quad (1.9)$$

questa espressione rappresenta l'incremento teorico della pressione totale nel ventilatore ed è nota come l'Equazione di Eulero per le macchine a flusso. Attraverso lo sviluppo delle diverse componenti della velocità, si può giungere ad una formulazione dell'Equazione di Eulero (1.9) nel seguente modo:

$$\Delta p_t = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right] \quad (1.10)$$

Questo sviluppo consente di evidenziare i termini associati, rispettivamente, all'effetto centrifugo, alla variazione della velocità relativa e alla variazione dell'energia cinetica del fluido. La somma dei primi due termini rappresenta il guadagno in termini di pressione statica, mentre il terzo termine indica il guadagno di pressione dinamica.

1.5.1 Ingresso radiale

In generale, all'ingresso della ventola, l'aria non presenta una componente di velocità lungo la direzione periferica. Pertanto, è possibile riformulare l'equazione (1.9) considerando quest'assenza:

$$\Delta p_t = \rho u_2 c_{u2} \quad (1.11)$$

Si può ulteriormente semplificare introducendo un parametro adimensionale, $\tau = c_{2u}/u_2$ e riorganizzando l'equazione per esprimere la pressione in termini della velocità periferica u_2 :

$$\Delta p_t = \rho u_2^2 \tau \quad (1.12)$$

Il termine adimensionale τ è influenzato unicamente dall'angolo delle pale e dall'angolo di uscita del flusso:

$$\tau = \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (1.13)$$

Con α_2 si intende l'angolo tra c_2 e u_2 .

La Figura 1.14 illustra un grafico di τ in funzione dell'angolo di uscita α_2 per vari valori dell'angolo β_2 delle pale.[3] Utilizzando questo grafico insieme alla formula (1.12), è possibile determinare l'incremento di pressione ottenuto conoscendo la velocità periferica u_2 :

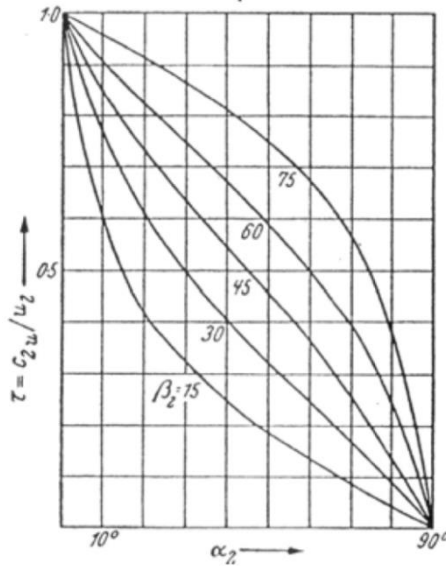


Fig. 1.14: τ in funzione di α_2

1.5.2 Grado di reazione

Per avere una comprensione completa delle prestazioni di un ventilatore, è essenziale conoscere sia l'intensità della pressione statica che si trova oltre la ventola (rappresentata dai primi due termini dell'equazione 1.10) sia la frazione di pressione dinamica (indicata dal terzo termine dell'equazione 1.10) che viene convertita in pressione statica. Una porzione significativa delle perdite si verifica in relazione a quest'ultimo processo. Pertanto, è importante minimizzare questo termine per mantenere il rapporto $r = \Delta p_{stat} / \Delta p_{tot}$, noto anche come grado di reazione, il più basso possibile. Dall'equazione (10) si deduce che:

$$\Delta p_{stat} = \rho \left[\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right] \quad (1.14)$$

Riorganizzando l'equazione e tenendo a mente che, quando $c_{u1} = 0$, si ha che $c_1^2 = w_1^2 - u_1^2$ si arriva a:

$$\Delta p_{stat} = \frac{\rho}{2} [u_2^2 - w_2^2 + c_1^2] \quad (1.15)$$

Il livello di risposta può essere espresso come:

$$r = \frac{\Delta p_{stat}}{\Delta p_{tot}} = \frac{u_2^2 - w_2^2 + c_1^2}{2u_2 c_{2u}} \quad (1.16)$$

Per rendere il problema ancora più semplice, possiamo considerare che $c_1 = c_{1m} = c_{2m}$, il che è ragionevole per ventilatori di dimensioni medie. Effettuando alcuni calcoli algebrici, otteniamo:

$$r = 1 - \frac{1}{2} \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (1.17)$$

Una chiara comprensione della variazione di r e della pressione totale al variare dell'angolo delle pale può essere ottenuta attraverso le seguenti considerazioni. Se prendiamo in considerazione una serie di ventilatori con velocità periferiche simili, gli stessi diametri e gli stessi spessori delle pale, allora abbiamo anche l'uguaglianza di c_m . Mantenendo costante questo valore e variando l'angolo delle pale, è possibile ottenere triangoli di velocità simili a quello mostrato nella Figura 15, mettendo inoltre in relazione questi angoli con la quota di pressione statica rispetto alla pressione totale presente.

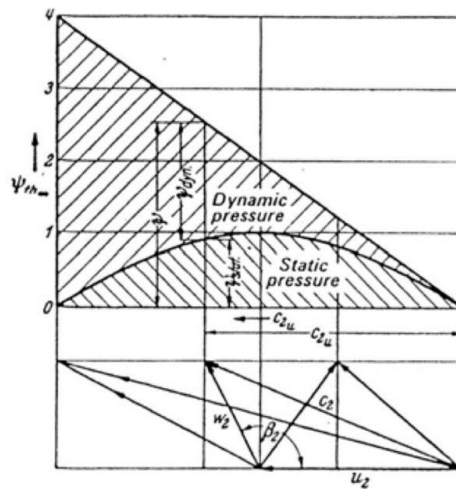


Fig. 1.15: Pressione statica e dinamica per diversi angoli delle pale.

Nell'immagine è stato introdotto un significativo coefficiente utilizzato come termine di paragone, chiamato coefficiente di pressione e definito come:

$$\psi_t = \frac{\Delta p_t}{2\rho u_2^2} = 2 \frac{c_{2u}}{u_2} = 2\tau \quad (1.18)$$

$$\psi_{\text{stat}} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{2\rho u_2^2}$$

(1.19)

Nel grafico della Figura 1.15 è rappresentato questo coefficiente rispetto ai triangoli di velocità e quindi a c_{2u} , permettendo di ottenere i valori dei due coefficienti in modo immediato. Questo grafico ci indica che all'aumentare di β_2 aumenta la pressione totale, ma diminuisce il grado di reazione. A valori elevati dell'angolo, si ha un aumento della pressione totale ma una diminuzione di quella statica, rendendo necessaria la conversione di quella dinamica con relative perdite. È interessante notare anche che per $\beta_2 = 90^\circ$, quindi per pale radiali, la quota di pressione è divisa equamente tra statica e dinamica.

1.5.3 Caratteristiche per un numero infinito di pale

Per le applicazioni dei ventilatori centrifughi, è utile comprendere come la pressione sviluppata dipenda dalla portata volumetrica. Quando le velocità periferiche sono identiche, la portata volumetrica è proporzionale alla componente meridiana c_{2m} , ed è espressa nella seguente forma:

$$Q = c_{2m}\pi d_2 b_2$$

(1.20)

dove d_2 rappresenta il raggio dal centro alle estremità delle pale della girante, mentre b_2 l'altezza della ventola. Dai triangoli di velocità si deduce che:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan\beta_2}$$

(1.21)

Da ciò si evince che all'aumentare di c_{2m} , c_{2u} cresce nel caso di pale curvate in avanti ($\beta_2 > 90^\circ$) e diminuisce nel caso di pale curvate all'indietro. Sostituendo l'equazione (1.21) nell'equazione (1.11) e adattando, si ottiene:

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

(1.22)

La relazione appena descritta rappresenta una retta la cui inclinazione è determinata dall'angolo β_2 , mantenendo le condizioni costanti. In particolare, si osserva che per pale curvate in avanti si registra un aumento di pressione all'aumentare della portata volumetrica.

Al contrario, pale curvate all'indietro mostrano un comportamento opposto, mentre le pale radiali mantengono costante la pressione all'aumentare della portata. Questo è schematizzato nella Figura 1.16.

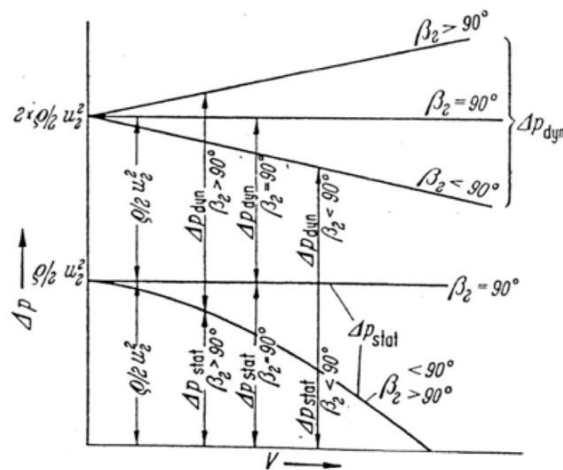


Fig. 1.16: Andamento delle pressioni in funzione della portata.

Un ragionamento simile può essere applicato alla potenza nel caso di assenza di perdite, poiché la potenza è data da $P = Q\Delta p_i$. In questo contesto, le rette si trasformano in parabole nel caso delle pale curve, mentre rimangono rette nel caso delle pale radiali, come illustrato nella Figura 1.17.

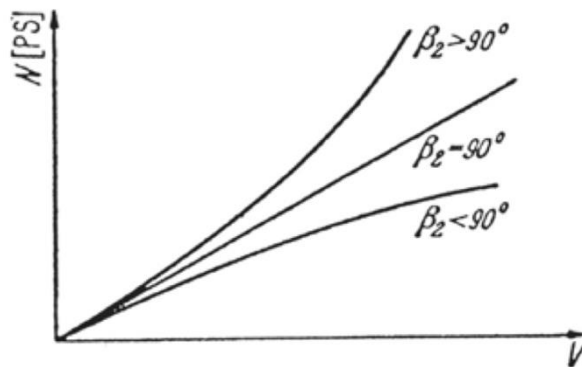


Fig. 1.17: Andamento della potenza in funzione della portata

1.5.4 Caratteristiche per un numero finito di pale

Consideriamo ora una ventola con un numero finito di pale. In questa situazione, si osserva una notevole differenza rispetto all'ipotesi di un numero infinito di pale, con conseguente calo delle prestazioni. È facile comprendere questa differenza analizzando il flusso d'aria attraverso due pale successive: nel caso di un numero infinito di pale, il flusso esce dalla pala esattamente con l'angolo β_2 . Tuttavia, la presenza di un numero finito di pale e quindi la separazione tra di esse, comporta una minore efficacia nel guidare l'aria, portando a variazioni dell'angolo di uscita dell'aria dalle pale rispetto a β_2 . Questa variazione è tanto maggiore quanto maggiore è lo spazio tra le pale e quindi quanto minore è il numero delle

stesse. Ciò è dovuto al fatto che con meno pale che agiscono sul flusso, questo è meno incline a viaggiare lungo la direzione periferica, causando una diminuzione di c_u . Questo a sua volta porta a una sostanziale diminuzione della pressione teorica ottenibile dal ventilatore. Possiamo quindi definire un coefficiente che mette in relazione la pressione ottenuta nel caso ideale di un numero infinito di pale rispetto a quella ottenuta con un numero finito di pale:

$$\varepsilon = \frac{\Delta p_{t, fin}}{\Delta p_{t, inf}}$$

(1.23)

Gli effetti della presenza di un numero finito di pale possono essere sintetizzati nei seguenti punti:

- L'angolo relativo di uscita dell'aria β_3 è minore dell'angolo delle pale β_2 ;
- La velocità relativa media di uscita cambia: aumenta nel caso di pale curvate all'indietro o radiali, diminuisce nel caso di pale curvate in avanti;
- In ogni caso, la velocità assoluta media di uscita c_3 è minore rispetto al caso ideale (c_2);
- In ogni caso, l'angolo α_3 è minore rispetto ad α_2 .

La Figura 1.18 schematizza questi punti precedenti.

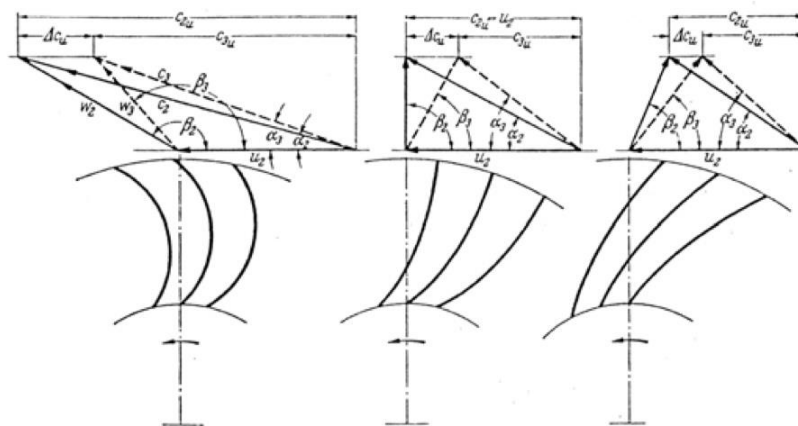


Fig. 1.18: Diagrammi delle velocità nella condizione di numero finito di pale.

1.6 Le perdite

La comprensione delle perdite che si verificano in un ventilatore è di fondamentale importanza per diversi motivi. In primo luogo, il consumo di potenza è direttamente correlato alla presenza di perdite nel ventilatore, specialmente per i ventilatori meno ottimizzati dal punto di vista economico. I progettisti dei ventilatori sono interessati a tutte le diverse forme di perdite presenti, poiché senza una stima accurata di queste è impossibile determinare le dimensioni necessarie per il ventilatore al fine di soddisfare i requisiti prestazionali. È anche importante conoscere le prestazioni della macchina con una buona precisione; pertanto, è richiesta anche in questa situazione una comprensione almeno dell'ordine di grandezza delle perdite.

1.6.1 Classificazione delle perdite

Le fonti di perdite in un ventilatore sono diverse:

Perdite nella ventola

Le perdite nella ventola sono di diversi tipi:

- Perdite dovute all'ingresso dell'aria nella ventola: Queste perdite sono causate dalla variazione di direzione dell'aria quando entra nella ventola, consumando energia a causa della curvatura del flusso. Queste perdite, indicate con il termine Δp_1 , dipendono dalla velocità in ingresso e da quella dopo la curvatura e sono generalmente piccole rispetto alla pressione totale. Il coefficiente ζ che caratterizza queste perdite è solitamente nell'ordine di $\zeta = 0.15-0.25$.
- Perdite dovute all'attrito nella ventola: La maggior parte delle perdite nei ventilatori è dovuta al passaggio del flusso d'aria all'interno della ventola. Calcolare esattamente queste perdite è complesso a causa della difficoltà nella stima delle perdite dovute alla separazione del flusso sulle pale. Ogni tentativo di calcolo è affetto da notevole incertezza.

Perdite per shock

Quando cambiamo la portata volumetrica che entra nel ventilatore, la direzione del flusso relativo non coincide più con l'angolo delle pale. Ogni variazione nella portata volumetrica rispetto alla normale provoca una perdita chiamata "perdita per shock". Aumentando la portata da Q a Q_x , la velocità meridiana aumenta da c_{1m} a c_{1mx} . Poiché l'aria deve entrare radialmente in entrambi i casi, l'angolo β_1 deve aumentare fino a raggiungere β_1' . La deviazione di questo angolo crea una nuova componente della velocità, definita componente di shock, c_s

$$c = u_2 \frac{d_1}{d_2} \left[\frac{Qx}{Q} - 1 \right]$$

(1. 24)

Questa componente provoca una perdita di pressione quantificabile come:

$$\Delta p_2 = \mu \frac{\rho}{2} c_s^2 = \mu \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left[\frac{Qx}{Q} - 1 \right]^2$$

(1. 25)

È più utile rapportare questa perdita alla pressione totale, ottenendo il rapporto:

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

(1. 26)

Per ridurre queste perdite, è importante che il rapporto tra d_1 e d_2 sia il più basso possibile. Inoltre, valori più alti di ψ contribuiscono ulteriormente a ridurre queste perdite.

Perdite dovute alla voluta

La conversione dell'energia cinetica dell'aria in uscita dalla ventola in pressione statica attraverso la voluta provoca perdite relativamente elevate. Si cerca quindi di mantenere il rapporto tra energia cinetica ed energia totale il più basso possibile nei ventilatori. Queste perdite possono essere stimate attraverso una relazione specifica.

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

(1. 27)

dove η_{idr} è il rendimento idraulico. C'è una proporzionalità diretta tra le perdite e ψ .

Perdite volumetriche

Le perdite volumetriche si verificano a causa della presenza di spazi tra la ventola e il bordo del contenitore (casing). A causa di questi spazi, una piccola parte del volume totale di aria passa attraverso di essi anziché contribuire al volume d'aria in uscita dalla ventola, causando quindi una perdita nella portata volumetrica. La quantità di perdita dipende dalla larghezza di questo spazio, indicata con δ . Attraverso uno studio teorico e l'esperimentazione pratica, è stato possibile stimare il rapporto tra la quantità di portata volumetrica persa e quella totale utilizzando la seguente formula:

$$\frac{Q'}{Q} = 4 \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{d_1}{d_2^2} \frac{\mu}{\varphi} \delta$$

(1.28)

Dove μ rappresenta il coefficiente di contrazione, solitamente stimato intorno a 0.7 per la maggior parte dei casi. È importante notare che questo tipo di perdita è influenzato dal rapporto tra i diametri interno ed esterno della ventola. [9]

1.6.2 Efficienza e rendimenti

Per valutare le prestazioni di un ventilatore, è fondamentale conoscere la sua efficienza totale, ma anche distinguere questa efficienza in diverse componenti in base alla natura delle perdite coinvolte. Le principali quantità di interesse sono le seguenti:

- **Rendimento idraulico:** Si traccia il percorso di una particella di fluido dall'ingresso della ventola alla sua uscita, considerando le diverse perdite descritte in precedenza. Questo rendimento tiene conto delle perdite di pressione nella ventola ($\Delta p_1 + \Delta p_{imp}$), delle perdite dovute alla conversione di energia cinetica in pressione statica nella voluta (Δp_4), e delle eventuali perdite per shock dovute all'ingresso del fluido nella ventola (Δp_2). Il rapporto tra la pressione effettiva e quella totale, comprensiva di tutte queste perdite, fornisce il rendimento idraulico del ventilatore.
- **Rendimento volumetrico:** Questo parametro considera le perdite dovute agli spazi tra la ventola e il contenitore, fornendo una stima del rapporto tra l'aria in ingresso e quella in uscita.
- **Rendimento meccanico:** Si tiene conto delle perdite per attrito dei componenti meccanici del ventilatore, come cuscinetti e organi di trasmissione.

Il rendimento totale del ventilatore può essere calcolato a partire da questi rendimenti specifici. Solitamente viene espresso come il rapporto tra il lavoro netto compiuto sul fluido e la somma del lavoro netto più tutti i contributi dati dalle perdite.

Questi concetti permettono di valutare in modo completo le prestazioni di un ventilatore, considerando sia gli aspetti idraulici che meccanici che influenzano il suo funzionamento complessivo. [5]

1.7 Caratteristiche operative di un ventilatore centrifugo

Il rapporto tra pressione e portata è un fattore cruciale che influisce sulle prestazioni operative di un ventilatore. Di solito, i ventilatori sono alimentati da motori elettrici a un numero di giri fisso o leggermente variabile in base alle condizioni operative. Quando consideriamo un ventilatore a un numero costante di giri, è importante capire come varia la pressione al variare della portata.

Prima di tutto, è utile prendere come riferimento le caratteristiche teoriche di un ventilatore con un numero infinito di pale e nessuna perdita.

1.7.1 Influenza del numero di pale

La curva caratteristica di un ventilatore rappresenta la relazione tra la portata d'aria e la pressione generata dal ventilatore stesso. Quando consideriamo un numero infinito di pale, questa relazione è una retta. Per le pale curvate all'indietro, la retta mostra una crescita della pressione all'aumentare della portata, rimane costante per le pale radiali e decresce per le pale curvate in avanti, come mostrato nella Figura 1.16.

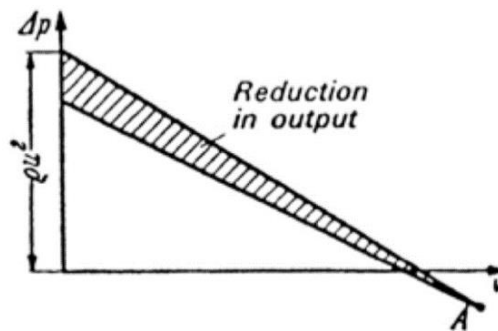


Fig. 1.19: Influenza del numero finito di pale sulla curva caratteristica.

Tuttavia, anche se supponiamo l'assenza di attriti, la presenza di un numero finito di pale influenza la curva caratteristica. Questo si manifesta nella riduzione dell'angolo di inclinazione della retta, indicando una perdita nella pressione in uscita. Nonostante questa perdita, la relazione tra portata e pressione rimane comunque lineare.

1.7.2 Effetto della presenza di attriti nel passaggio tra le pale

Le perdite dovute agli attriti nella ventola e quelle causate dagli shock hanno un impatto significativo sulle caratteristiche operative di un ventilatore. In prima approssimazione, entrambe queste perdite sono proporzionali al quadrato della velocità relativa media all'ingresso nella ventola, che a sua volta dipende dalla portata d'aria. Le perdite attribuibili esclusivamente agli attriti possono essere approssimativamente calcolate utilizzando la relazione $\Delta p' = CQ^2$.

Tuttavia, la presenza di perdite dovute agli shock rende questa formula inapplicabile, limitandone l'utilità a una stima approssimativa dell'andamento parabolico di questo tipo di perdite.

1.7.3 Effetto dovuto alle perdite per shock

Le perdite per shock possono essere calcolate in modo più preciso partendo direttamente dalla portata volumetrica deviata Q_x . Utilizzando questa formula, si ottiene:

$$\Delta p'' = \mu \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \left[\frac{Q_x}{Q} - 1 \right]^2 \quad (1.29)$$

Anche in questo caso, si ottiene una relazione parabolica, con il valore minimo che rappresenta la condizione di assenza di shock.

1.7.4 Effetti della riduzione della portata

La descrizione del comportamento dei ventilatori centrifughi, sia con pale curvate in avanti che radiali, a bassi valori di portata evidenzia una caratteristica importante di queste macchine. La curva caratteristica, che illustra la relazione tra la portata volumetrica e la pressione statica utile, non è lineare ma presenta un andamento particolare a valori bassi di portata.

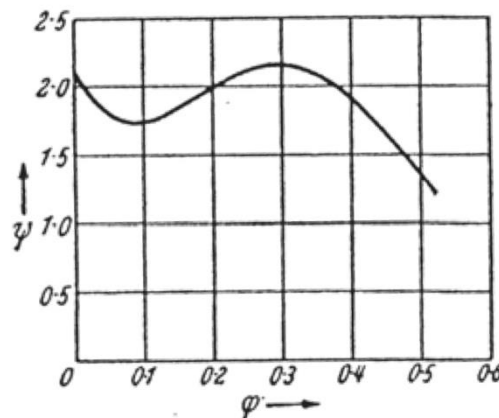


Fig.1.20: Andamento caratteristico di un fan centrifugo a pale curve in avanti o radiali.

Quando la portata diminuisce, inizialmente la pressione statica utile aumenta fino a raggiungere un massimo. Oltre questo punto, se la portata continua a diminuire, la pressione inizia a ridursi fino a un certo valore critico della portata, dopo il quale la pressione torna a

crescere. Questo minimo relativo nella curva può essere spiegato considerando il comportamento del flusso di fluido all'interno del ventilatore. A basse portate, il passaggio del flusso tra le pale è solo parzialmente occupato dal flusso "attivo", riducendo così il passaggio utile dell'aria e aumentandone la velocità relativa. Questa variazione nei triangoli di velocità all'uscita delle pale porta il flusso a autoregolarsi in modo da adattarsi alla pressione esistente sul lato in pressione delle pale.

L'effetto di questa dinamica si aggiunge agli altri fattori che influenzano l'output del ventilatore, risultando in una curva di output con la forma caratteristica precedentemente descritta. La comprensione di questo comportamento è fondamentale per la progettazione e l'operazione efficiente dei sistemi di ventilazione, specialmente in condizioni di carico variabile, dove la capacità di mantenere una pressione adeguata a fronte di variazioni significative della portata è cruciale.

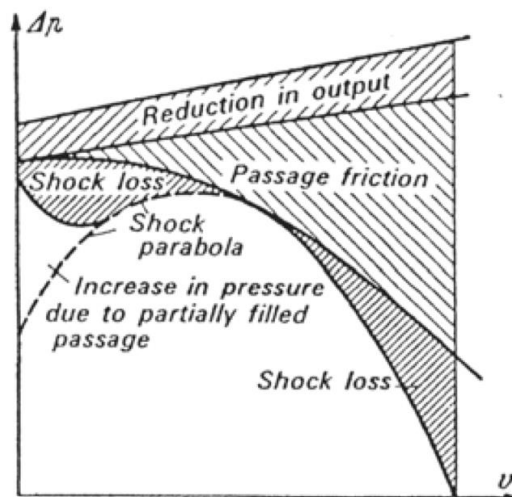


Fig. 1.21: Variazioni nelle caratteristiche dovute al passaggio solo parzialmente riempito dal fluido.

1.8 Il rumore

La crescente attenzione verso il rumore aerodinamico generato dai ventilatori centrifughi sottolinea un cambio di paradigma nell'industria e nella società moderna, dove il comfort acustico è diventato tanto importante quanto le prestazioni tecniche. Questa tendenza riflette una maggiore sensibilità verso l'inquinamento acustico e le sue ripercussioni sulla salute umana e sul benessere.

I ventilatori centrifughi, pur essendo preferiti per la loro capacità di generare alte pressioni in spazi ristretti, introducono sfide significative quando si tratta di minimizzare il loro impatto acustico. La loro minore efficienza e il maggiore livello di rumore rispetto ai ventilatori assiali richiedono soluzioni ingegneristiche avanzate e innovative.

Nelle macchine centrifughe il rumore può originarsi da tre fonti principali: aerodinamica, elettromagnetica e meccanica. Ci focalizzeremo principalmente sul rumore aerodinamico poiché, data la mancanza di componenti di grandi dimensioni nel nostro prodotto, l'impatto del rumore meccanico è minimo. Il rumore aerodinamico in un ventilatore centrifugo può derivare da diverse interazioni fluido-struttura, tra cui:

Turbolenza nel Flusso d'Aria: La turbolenza generata dal movimento delle pale e dalla loro interazione con l'aria può produrre rumore. Questo può essere aggravato da fattori come la velocità dell'aria e la presenza di ostacoli nel flusso.

Interazione Pala-Guscio: La collisione dell'aria espulsa dalle pale con le superfici del guscio del ventilatore può generare vibrazioni e, di conseguenza, rumore.

Interferenze Aerodinamiche: Le variazioni di pressione causate dall'interazione tra le pale e il flusso d'aria possono portare alla generazione di onde sonore.

1.8.1 Classificazione

Rumore prodotto dalla rotazione della ventola

Il rumore aerodinamico generato dalla rotazione della ventola in un ventilatore è il risultato delle fluttuazioni di pressione nel fluido, causate da variazioni periodiche delle forze aerodinamiche, come la spinta e la resistenza, che agiscono sulle pale in movimento. Questo tipo di rumore si verifica anche a causa dell'interazione delle pale con flussi d'aria irregolari e ostacoli vicini, come la lingua della voluta, generando un rumore caratterizzato da una specifica frequenza, nota come frequenza di passaggio delle pale (BPF blade passing frequency), calcolata come il prodotto del numero di pale per la frequenza di rotazione della ventola. Questo suono tonale, ossia a frequenza singola, può essere particolarmente fastidioso per l'orecchio umano.

Rumore non prodotto dalla rotazione della ventola

Il rumore aerodinamico può anche originarsi da cause non direttamente legate alla rotazione delle pale, ma piuttosto da una varietà di forze aleatorie legate alla turbolenza del flusso d'aria e alla sua interazione con elementi fissi del ventilatore, come i cambiamenti nel diametro dei passaggi o l'impatto del flusso su ostacoli fissi che possono generare vortici. Questi fenomeni sono influenzati da vari fattori, tra cui la velocità del flusso, la progettazione del ventilatore e la rugosità dei passaggi attraverso cui il flusso d'aria deve muoversi. Il rumore generato da questi meccanismi è di tipo broadband, ovvero con un ampio spettro di frequenze, e include effetti come la formazione di vortici tra le pale, la separazione dello strato limite a causa di variazioni nella direzione del flusso e la ricircolazione del flusso in certi passaggi. Un'ulteriore fonte di rumore può derivare dall'interazione tra le pale e i vortici di scia creati dalle pale stesse, con i vortici che si formano a causa della differenza di pressione ai lati della pala, portando alla formazione di rumore broadband. [8]

1.8.2 Riduzione del rumore

Ricordando la distinzione tra la componente discreta e quella casuale del rumore, è possibile intervenire sul design del ventilatore per ridurre il rumore generato.

La componente discreta del rumore, o rumore armonico, è principalmente causata dall'interazione tra il flusso medio e la geometria della ventola e della voluta. Una delle zone critiche in cui si genera questo tipo di rumore è il cut-off della voluta, dove il flusso d'aria subisce variazioni di velocità non uniformi a causa della prossimità delle pale della ventola. Queste variazioni provocano fluttuazioni di pressione che generano rumore alla frequenza di passaggio delle pale.

Per quanto riguarda la componente casuale del rumore, o rumore broadband, essa è generata principalmente dal flusso turbolento che interagisce con le superfici solide della ventola e della voluta. Un ulteriore contributo proviene dai vortici che si formano sul trailing edge delle pale. Anche se il suono radiato da questi fenomeni è presumibilmente meno intenso rispetto al rumore a frequenze discrete, rappresenta comunque una fonte significativa di disturbo acustico.

Gli studi hanno dimostrato che è più agevole intervenire sulla riduzione del rumore a frequenze discrete, dato che i meccanismi di generazione sono ben compresi e localizzati. Al contrario, è più complesso agire sul livello di turbolenza del flusso sulla ventola e sulla voluta per ridurre il rumore casuale.

Le strategie più significative per la riduzione del rumore in un ventilatore centrifugo includono:

- Ottimizzazione del design delle pale della ventola e della lingua della voluta per ridurre le fluttuazioni di pressione alla frequenza di passaggio delle pale.
- Implementazione di dispositivi di smorzamento del rumore, come assorbitori acustici o riduttori di rumore, nelle zone critiche del ventilatore.
- Utilizzo di materiali e rivestimenti innovativi per ridurre la rugosità delle superfici interne della ventola e della voluta e quindi la generazione di rumore da flussi turbolenti.
- Modifiche al layout complessivo del sistema, come l'ottimizzazione dell'orientamento e della disposizione dei ventilatori, per ridurre l'interferenza e l'effetto cumulativo del rumore.
- Ricerca e sviluppo di tecnologie avanzate di controllo del flusso d'aria per minimizzare la formazione di vortici e turbolenze indesiderate. [8]

1.8.3 Forma della lingua della voluta e girante

La parte della coclea che connette il diffusore alla sua forma interna è nota come la lingua della girante o anche “naso”. Questa parte gioca un ruolo fondamentale nella generazione del rumore, poiché rappresenta una delle principali fonti di rumore aerodinamico, causato dal brusco cambiamento di sezione che amplifica significativamente la componente del rumore.

Alcuni studi hanno evidenziato che il passaggio tra la girante e il naso della coclea è particolarmente critico per la generazione del rumore. Non esiste una correlazione precisa tra le dimensioni di questo spazio e il rumore generato dal flusso, ma generalmente riducendo lo spazio si riduce anche il rumore, a scapito però dell'efficienza. È quindi necessario trovare un compromesso nella regolazione di questa dimensione.

Inoltre, è possibile intervenire sull'altezza e sull'inclinazione del naso rispetto alla superficie di base della coclea interna. Aumentando l'inclinazione del naso si può ridurre il rumore tonale generato. Per quanto riguarda la generazione di rumore tonale dovuto alla geometria della girante, questo è spesso associato alla forte pressione generata dal profilo non uniforme del fluido attorno al profilo delle pale. In particolare, la parte finale della pala (che determina la direzione di uscita del fluido) ha un impatto significativo sulla generazione di questo fenomeno. Qualsiasi modifica della pala in questa direzione porta a un notevole miglioramento della condizione.

Un altro aspetto importante della girante è il numero di pale. Si è osservato che aumentando il numero di pale, il profilo della velocità del fluido diventa più uniforme. Di conseguenza, aumentando il numero di pale si può ridurre il rumore generato. Tuttavia, questa modifica influisce sull'efficienza, poiché aumenta lo strisciamento del fluido sulla girante, comportando perdite di carico.

Anche se la riduzione del rumore di un ventilatore è cruciale per produrre un prodotto competitivo sul mercato, è altrettanto importante, durante gli studi su questo aspetto, mantenere un equilibrio con l'efficienza della girante.

Un altro aspetto rilevante riguarda l'angolo di uscita del flusso, noto come angolo di uscita o angolo di outlet, che dipende dalla configurazione specifica delle pale della girante. Nel caso di pale inclinate in avanti, aumentare il valore dell'angolo di uscita porta a una significativa riduzione del rumore.

Le pale inclinate in avanti spingono il flusso in direzione del moto rotatorio della girante. Aumentando l'angolo di uscita, si altera la direzione del flusso in uscita, riducendo così le turbolenze e le fluttuazioni di pressione che possono causare rumore. Questo rende l'aumento dell'angolo di uscita particolarmente efficace nel ridurre il rumore prodotto dalla girante.

Capitolo 2

Analisi FEM

Il metodo degli elementi finiti (FEM) è una tecnica di approssimazione numerica che suddivide un dominio complesso in piccoli elementi semplici, con lo scopo di risolvere problemi di ingegneria e fisica. In questa tecnica, la funzione di approssimazione è costruita collegando funzioni più semplici, ciascuna definita su una piccola regione del dominio, chiamata elemento. Un elemento finito è quindi una porzione dello spazio in cui una funzione ϕ è interpolata dai valori nodali di ϕ sul confine della regione, in modo che la continuità interelementare di ϕ tenda a essere mantenuta nell'assemblaggio complessivo. [10] L'analisi FEM consente di analizzare geometrie complesse a diversi livelli di precisione e supporta la progettazione del prodotto. Infatti, grazie alla simulazione computerizzata è possibile ridurre il numero di prototipi necessari, ottenendo un prototipo finale molto vicino al prodotto finito riducendo i costi di progettazione. [11]

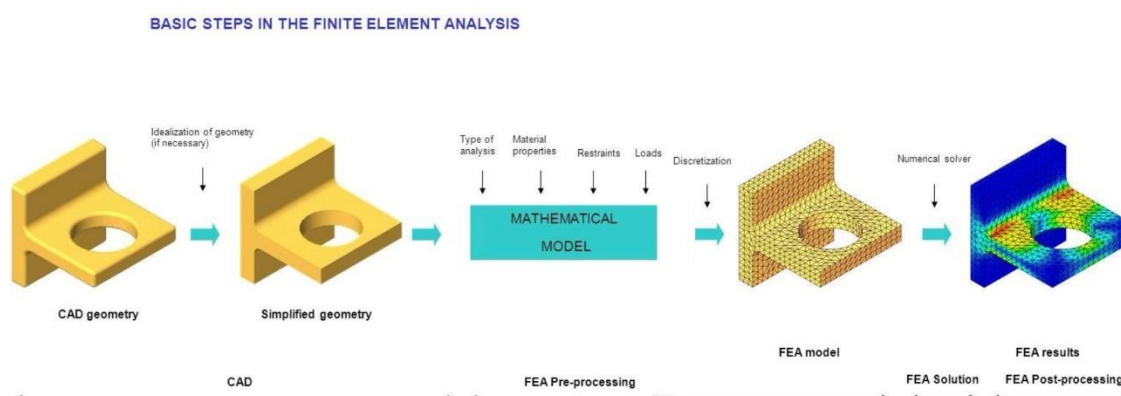


Fig. 2.1 Fasi dell'analisi FEM

2.1 Fondamenti teorici dell'analisi FEM

L'analisi agli elementi finiti (FEA) utilizza il metodo degli elementi finiti (FEM), una tecnica numerica per risolvere equazioni o sistemi di equazioni alle derivate parziali in forma integrale su un dominio finito. Una struttura continua, teoricamente, ha un numero infinito di gradi di libertà. Il FEM discretizza il problema continuo in un problema discreto e approssimato, ottenendo un sistema algebrico di equazioni con un numero finito di incognite risolvibile numericamente. Questo implica la suddivisione del corpo fisico in numerosi elementi di forma e dimensioni definite. L'approccio comprende:

- Trasformare le equazioni differenziali in un funzionale in forma integrale su un dominio finito, utilizzando tecniche energetiche (principio dei lavori virtuali o equazione di Lagrange) o tecniche variazionali (metodo di Galerkin o metodo di Rayleigh-Ritz).
- Discretizzare il continuo introducendo funzioni di approssimazione.
- Introdurre le funzioni di approssimazione nel funzionale integrale ottenendo così delle equazioni algebriche da cui ricavare una forma matriciale.

2.1.1 Principio dei lavori virtuali

Dato un campo di forza e tensioni equilibrato, e applicato un campo di spostamenti virtuali, il lavoro interno del sistema è uguale al lavoro esterno:

$$\int dL_i = \int dL_e \quad (2.1)$$

Si ottiene l'equazione di bilancio, dove abbiamo tradotto il problema matematico differenziale in un'equazione in un dominio finito, opportunamente integrata:

$$\int_V \{\delta \epsilon\}^T \{\sigma\} dV = \int_V \{\delta u\}^T \{\phi\} dV + \int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA \quad (2.2)$$

dove:

- $\{\delta \epsilon\}$ deformazione virtuale
- $\{\sigma\}$ tensore delle tensioni
- $\{t\}$ vettore delle forze applicate
- $\{\phi\}$ forze di volume
- $\{\delta u\}$ spostamento virtuale
- $\{dA\}$ superficie libera dove possono essere applicati carichi
- $\{dV\}$ volume finito

L'equazione rappresenta il funzionale che contiene tutta la teoria dell'elasticità, si passa da un sistema di 15 equazioni ad un'unica espressione, La legge di spostamento può essere espressa come:

$$\{u\} = [n]\{s\} \quad (2.3)$$

dove $\{u\}$ è il vettore degli spostamenti, $[n]$ è la matrice delle funzioni di forma, e $\{s\}$ è il vettore degli spostamenti nodali. [12] Grazie a questa formula è possibile riscrivere il funzionale in forma matriciale:

$$\int_A [n]^T \{t\} dA = \int_V [B]^T [E] [B] \{s\} dV + \int_V [n]^T \{\Phi\} dV \quad (2.4)$$

Con

$$[B] = [\delta][n] \quad (2.5)$$

Le funzioni di forma $[n]$, che caratterizzano gli elementi, sono spesso polinomiali e devono soddisfare quattro proprietà fondamentali:

1. Continuità e derivabilità: Le funzioni di forma devono essere continue all'interno dell'elemento e derivabili. Questo assicura che il comportamento dell'elemento sia rappresentato in modo realistico e che le soluzioni numeriche siano stabili e accurate.
2. Rappresentazione del moto rigido: Le funzioni di forma devono essere in grado di rappresentare il moto rigido dell'elemento, ovvero un movimento in cui l'elemento si sposta senza deformarsi. In questo stato, l'energia di deformazione deve essere nulla. Un metodo per calcolare i gradi di libertà del sistema è quello di stimare gli autovalori della matrice di rigidezza dell'elemento. In particolare, l'i-esimo autovalore è proporzionale all'energia di deformazione corrispondente all'i-esimo modo di deformazione. Il numero di autovalori nulli corrisponderà quindi al numero di gradi di libertà di moto rigido del sistema.
3. Stato di deformazione costante: Le funzioni di forma devono garantire almeno uno stato di deformazione costante all'interno dell'elemento. Questo è importante per assicurare che le sollecitazioni e le deformazioni possano essere distribuite uniformemente attraverso l'elemento.
4. Continuità tra elementi adiacenti: Le funzioni di forma devono garantire la continuità tra elementi adiacenti. Ciò significa che non devono esserci discontinuità o salti nei valori delle variabili di campo (ad esempio, spostamenti o temperature) tra i bordi condivisi di elementi adiacenti. Questa proprietà è cruciale per ottenere soluzioni globali coerenti e

fisicamente realistiche.

Queste proprietà sono essenziali per il corretto funzionamento del metodo degli elementi finiti e per garantire che i risultati delle analisi siano il più possibile accurati e affidabili.

2.1.2 Approssimazioni nel Metodo degli Elementi Finiti

La formulazione del metodo degli elementi finiti (FEM) comporta una serie di approssimazioni che possono influenzare il risultato finale del sistema studiato. La prima tipologia di errore è dovuta alla discretizzazione, la quale introduce un residuo tensionale nel modello. Questo residuo rende la struttura simulata più rigida rispetto alla realtà, poiché i punti interni al dominio di un elemento sono vincolati a "seguire" i nodi attraverso le funzioni di forma.

Per migliorare la discretizzazione e contenere l'errore associato al metodo FEM, si possono adottare due strategie principali:

1. Aumentare il grado del polinomio utilizzando funzioni di forma più complesse.
2. Incrementare il numero di nodi ed elementi nel modello.

La seconda tipologia di approssimazione deriva dal fatto che gli integrali, che costituiscono il funzionale definito dal principio dei lavori virtuali, vengono risolti tramite integrazione numerica anziché analitica.

La terza fonte di errore è legata alla realizzazione degli elementi strutturali che, per varie ragioni, possono avere forme non regolari, distanziandosi quindi dalla geometria teorica di riferimento. Questo tipo di errore, noto come distorsione degli elementi, è quasi inevitabile in pratica poiché è raro che tutti gli elementi abbiano una forma geometrica ideale. Il problema della distorsione degli elementi può essere gestito seguendo alcune regole generali. Oltre un certo limite critico, infatti, diventa impossibile stimare correttamente la matrice di rigidezza (la matrice jacobiana diventa singolare). Tuttavia, un livello limitato di distorsione può essere accettabile.

2.1.3 Elementi finiti

Esistono molteplici tipi di elementi necessari per caratterizzare strutture e sistemi nelle analisi agli elementi finiti (FEM). Qui verranno brevemente trattati i più comuni.

Elementi 1D

- Elemento Trave (Beam): Appartenente alla categoria 1D, è caratterizzato da una geometria monodimensionale con due nodi agli estremi. Ogni nodo ha 6 gradi di libertà: tre traslazioni e tre rotazioni. Questo elemento è capace di trasmettere carichi di trazione-compressione, taglio, torsione e flessione nei due piani. Il sistema di riferimento locale è solidale all'elemento e necessario per orientarlo correttamente nel sistema globale della struttura.

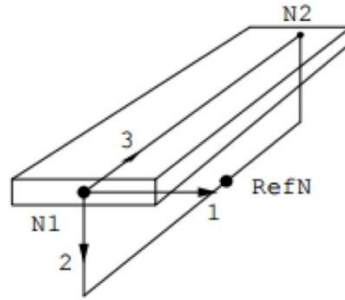


Fig. 2.2 Trave Beam

Elementi 2D

- Elemento Piano Shell: Bidimensionale con 3, 4, o 8 nodi, caratterizzato da uno spessore molto inferiore rispetto alle altre dimensioni. Combina comportamento membranale e flessionale, tipico delle strutture a guscio e piastre:

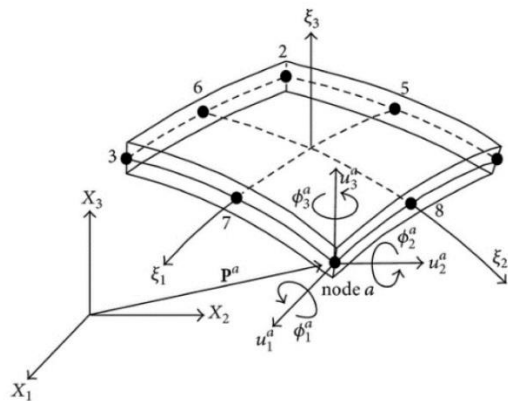


Fig. 2.3 Piano Shell

Elementi 3D

- Elemento Solido (Solid): Usato per modellare componenti tridimensionali dalle geometrie più diverse. Costituito da 4 a 27 nodi, in base alla tipologia (tetraedro, esaedro, ecc.), ogni

nodo ha 3 gradi di libertà corrispondenti alle traslazioni. Questo elemento non conferisce rigidità agli altri gradi di libertà ed è utilizzato principalmente quando non vi è una dimensione trascurabile rispetto alle altre. È capace di rappresentare uno stato tensionale tridimensionale. Le diverse tipologie di elementi solidi sono illustrate in figura 2.4.

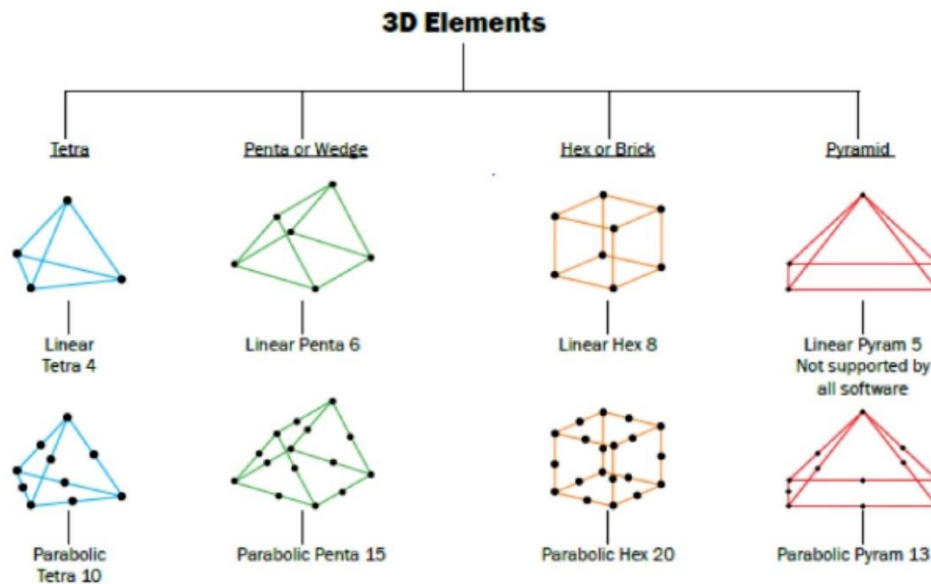


Fig. 2.4 Tipi di elementi usati per la discretizzazione di solidi

Questi elementi, con le loro specifiche caratteristiche, permettono di modellare accuratamente una vasta gamma di strutture e sistemi in vari ambiti dell'ingegneria, fornendo un potente strumento per analisi e progettazioni complesse.

2.2 Fasi dell'Analisi FEM

Il procedimento per lo studio di un problema strutturale agli elementi finiti si divide in tre fasi:

- Pre-processing: Sviluppo del modello strutturale, definizione del materiale, tipo di analisi e generazione della mesh.
- Solving: Risoluzione del modello strutturale utilizzando il risolutore FEA.
- Post-processing: Valutazione e analisi dei risultati elaborati dal risolutore numerico.

2.2.1 Pre-processing

Il primo passo consiste nel creare il modello CAD tridimensionale, utilizzando Creo Parametric o importando geometrie da altri software di modellazione. Dopo aver realizzato

il modello con tutti i dettagli, potrebbe essere necessaria una semplificazione per evitare geometrie che complicano il calcolo (spigoli vivi, fori, ecc.). Il modello può essere costituito da una singola parte o da un assemblaggio di più parti, il che non interferisce con le simulazioni. È importante definire un sistema di riferimento e le unità di misura prima della modellazione. Una volta completato il modello, si passa a SimCenter 3D, dove vengono aggiunti le forze esterne e i vincoli. Ogni componente del modello deve essere associato a un materiale con le sue proprietà meccaniche, che può essere selezionato dalla libreria di SimCenter o definito manualmente.

Si sceglie il tipo di analisi (statica, modale, termica, ecc.) e si indicano le forze e i vincoli da considerare. Non è necessario valutare contemporaneamente tutte le forze inserite; si possono scomporre a piacimento.

La creazione della mesh è un passaggio critico. Gli elementi devono essere dimensionati in modo ottimale per evitare errori o punti di singolarità e per non appesantire troppo i calcoli. SimCenter offre una funzione di auto-mesh che si adatta alla geometria del pezzo, ma è comunque possibile visualizzare e modificare la mesh se necessario. Il tempo di calcolo aumenta con il numero di elementi, ed è approssimativamente proporzionale al quadrato del numero di gradi di libertà, che rappresentano le direzioni di movimento dei nodi (solitamente 6 per ogni nodo: 3 traslazioni e 3 rotazioni).

2.2.2 Processing: Risoluzione del Modello

In questa fase si applicano le condizioni al contorno, cioè i carichi e i vincoli necessari per tradurre la realtà fisica in un modello risolvibile dal computer. Le condizioni al contorno possono essere applicate sia ai nodi che alle superfici del modello, a seconda delle specifiche prove considerate nell'analisi. Questa è la fase in cui il modello strutturale viene risolto, gestita dal software secondo le istruzioni numeriche predefinite dall'utente. Il solutore verifica il collegamento tra i nodi del modello e la correttezza delle caratteristiche strutturali definite, sia in termini di geometria interna che di proprietà dei materiali.

2.2.3 Post-processing: Valutazione dei Risultati

Questa fase consiste nella valutazione dei risultati ottenuti dal solutore numerico, analizzando la risposta strutturale del modello. I risultati possono essere analizzati in termini di tensioni e deformazioni, caratteristiche di sollecitazione, spostamenti e reazioni vincolari. La valutazione può essere svolta qualitativamente tramite rappresentazioni grafiche o in modo più dettagliato leggendo i dati tabulati prodotti automaticamente dal software di calcolo o creati dall'utente.

Capitolo 3

EMC FIME

Con oltre 40 anni di esperienza nell'industria dei motori elettrici e dei ventilatori, EMC FIME si distingue come un partner affidabile per i principali gruppi industriali, tra cui Vaillant, BSH, Electrolux, Franke ed Elica. L'azienda si impegna a offrire soluzioni personalizzate, collaborando strettamente con i clienti durante il processo di progettazione e produzione. Con un focus sull'innovazione, il controllo e l'affidabilità, EMC FIME sviluppa soluzioni all'avanguardia all'interno dei propri laboratori, in stretta collaborazione con i principali attori del settore del riscaldamento e della ventilazione. Risponde alle crescenti esigenze di risparmio energetico, comfort, digitalizzazione, connettività e qualità dell'aria negli ambienti domestici e commerciali.

Entrata nel 2001 a far parte del gruppo ELICA S.p.a., EMC FIME ha consolidato una presenza internazionale, con sedi operative anche in Polonia. ELICA, leader mondiale nella produzione di cappe, gestisce stabilimenti in Italia, Polonia, Messico, India e Cina. In Europa, EMC FIME detiene una posizione di leadership nella produzione di motori per elettrodomestici e ventilatori per caldaie, con una produzione annua che raggiunge i 19 milioni di pezzi, seguendo rigorosamente la politica aziendale di Elica.

L'azienda dispone di una solida supply chain interna, che consente di garantire controllo, affidabilità e tempestività in tutti i processi. Il know-how, acquisito con dedizione e passione, permette di guardare al futuro con fiducia, offrendo esperienza, affidabilità, flessibilità e innovazione tecnologica. La sicurezza sul lavoro è una priorità per il gruppo ELICA, e nel 2019 ha ottenuto la certificazione ISO 45001. Un altro importante traguardo per ELICA è stato il raggiungimento del livello "WCM bronze level" nel 2017, seguendo la filosofia del World Class Manufacturing. Questo approccio mira alla riduzione degli sprechi e all'eliminazione dei difetti attraverso l'applicazione del metodo Six Sigma, garantendo prodotti di alta qualità per i consumatori.

Inoltre, l'azienda ha adottato un Modello 231 e un Codice Etico di Gruppo, che hanno lo scopo di tutelare la società da comportamenti illeciti e di promuovere responsabilità etico-sociale verso tutti gli stakeholder. EMC FIME si impegna costantemente a operare con

trasparenza, integrità e rispetto verso tutte le parti interessate, garantendo la competitività sul mercato e contribuendo alla creazione di un ambiente di lavoro etico e responsabile.

L'ufficio di ricerca e sviluppo di EMC FIME utilizza tecnologie all'avanguardia nei settori della progettazione meccanica, fluidodinamica, elettronica e in molti altri campi. Questa competenza tecnologica consente all'azienda di sviluppare soluzioni innovative che rispondono alle esigenze più stringenti del mercato, mantenendo sempre un alto standard di qualità e affidabilità.

Grazie alla continua ricerca e sviluppo, EMC FIME è in grado di anticipare le tendenze del settore e fornire prodotti che migliorano il comfort e l'efficienza energetica, promuovendo al contempo la sostenibilità ambientale. L'azienda rimane impegnata a mantenere una posizione di leadership nel settore, attraverso l'innovazione costante e la collaborazione con i suoi partner globali.



Fig 3.1 Sede EMC FIME, Castelfidardo (AN), Italia

3.1 Prodotti

Nel settore dei motori, l'azienda offre una vasta gamma di modelli con caratteristiche diversificate in base alla loro utilità e applicazione specifica.

EMC FIME opera principalmente in tre macroaree: ventilation, household appliances e domestic heating. Per ciascuna di queste aree, produce e commercializza sia motori elettrici sia sistemi di ventilazione completi di componenti aerodinamici ed elettronica di controllo.

La gamma di motori che l'azienda produce varia dai motori asincroni a induzione e poli schermati (A, C, L, K, S) ai motori brushless ad alta efficienza (B, E, PMSM, BM).

Nell'ambito della ventilazione, i principali settori di business riguardano le cappe per aspirazione domestica, che utilizzano ventilatori di tipo centrifugo e tangenziale dotati di girante e coclea. Questi sistemi sono equipaggiati sia con motori a induzione sia con motori brushless, quest'ultimi utilizzati principalmente per i prodotti di alta gamma. La combinazione di motori avanzati e componenti aerodinamici permette di offrire soluzioni efficienti dal punto di vista prestazione ed energetico.

Nel settore delle applicazioni domestiche, EMC FIME produce vari tipi di motori, con una prevalenza di motori a induzione, destinati a diverse applicazioni casalinghe. Questi motori sono utilizzati in una vasta gamma di elettrodomestici, garantendo efficienza e affidabilità. L'azienda si impegna costantemente a migliorare le prestazioni e la durata dei suoi prodotti, investendo in ricerca e sviluppo per rispondere alle crescenti esigenze del mercato.

Per quanto riguarda il settore del domestic heating, possiamo distinguere quattro principali classi di prodotti: ventilatori per caldaie tradizionali, dove il prodotto principale è l'estrattore di gas combusto; stufe a pellet; caldaie a condensazione, con la produzione di ventilatori che si occupano della miscelazione di gas e aria che verranno poi introdotti in camera di combustione (premix); e pompe di calore, che possono essere dotate di ventilatori assiali o radiali. Nell'ambito dell'innovazione aziendale, diversi premix sono già stati certificati per l'utilizzo con il 100% di idrogeno, promuovendo l'efficienza energetica e la sostenibilità ambientale. Anche in questo caso, a seconda dell'applicazioni vengono utilizzati sia motori brushless sia motori a induzione.

I ventilatori Premix rappresentano una gamma significativa di prodotti di EMC FIME. Questi dispositivi sono in grado di convogliare aria e gas all'interno dei bruciatori delle caldaie, migliorando l'efficienza della combustione e riducendo le emissioni. I ventilatori Premix sono cruciali per garantire il funzionamento ottimale delle caldaie in applicazioni domestiche. [13]



Fig 3.2 gamma prodotti EMC FIME

3.2 Tools Aziendali

All'interno del R&D la progettazione dei nuovi prodotti è supportata da diverse aree di competenze che collaborano a stretto contatto secondo un workflow ben definito. Queste aree si dividono in:

- Progettazione meccanica. Dove grazie all'ausilio di software CAD ed ottimizzatori geometrici vengono stabiliti i nuovi design dei prodotti;
- Progettazione CAE. Area che supporta la progettazione e l'ottimizzazione dei prodotti tramite l'utilizzo di software di simulazioni numeriche. Nello specifico si ottimizzano: fluidodinamica (CFD), caratteristiche strutturali (FEM), performance acustiche (CAA), design dei motori (simulazioni elettromagnetiche agli elementi finiti);
- Progettazione elettronica. Dove vengono definite le caratteristiche hardware e software delle schede elettroniche di controllo.

Alla fase di progettazione segue la fase di test, la quale può essere eseguita in tempi rapidi anche grazie alla capacità di prototipazione in stampa 3D interna all'azienda.

Nei laboratori, è possibile testare:

-**prestazioni fluidodinamiche:** sia valutando i ventilatori stand-alone, utilizzando diverse configurazioni di banchi portata-prevalenza; sia in applicazione, tramite appositi banchi test.

- **Performance dei motori:** utilizzando diverse tipologie di banco freno;

- **Le caratteristiche acustiche:** disponendo di due camere semi- anecoiche,

- **Durata e affidabilità del prodotto** all'interno del laboratorio di Life Test, utilizzando apposite camere climatiche.

Questi processi garantiscono che ogni prodotto soddisfi gli standard di qualità e prestazioni richiesti.

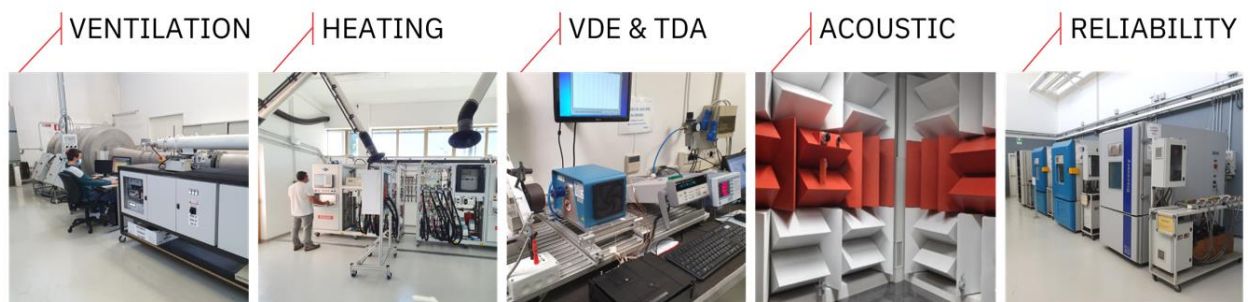


Fig. 3.3 Laboratori EMC FIME

EMC FIME, grazie al suo impegno costante nella ricerca e sviluppo, alla sua vasta gamma di prodotti innovativi e all'uso di tecnologie avanzate, si posiziona come un leader nel settore dei motori elettrici e dei sistemi di ventilazione. L'attenzione alla qualità e alla sostenibilità ambientale le consente di rispondere efficacemente alle esigenze di un mercato in continua evoluzione, offrendo soluzioni che combinano efficienza energetica, affidabilità e prestazioni eccellenti.

3.3 Descrizione prodotto

Durante lo svolgimento di questo lavoro di tesi presso EMC FIME, ho avuto l'opportunità di lavorare all'interno dell'ufficio di progettazione CAE. Nello specifico, il progetto seguito riguardava l'ottimizzazione di un ventilatore per caldaie a condensazione, con un focus specifico sul miglioramento strutturale, la riduzione delle vibrazioni trasmesse e la diminuzione del rumore vibro-acustico. Il ventilatore analizzato è un Premix (PX), utilizzato per le applicazioni caratterizzate da potenze e portate più elevate, che trovano spesso impiego in complessi di grandi dimensioni, dove è necessario gestire il riscaldamento di più abitazioni.

La necessità di questo studio è emersa dalle nuove richieste del mercato in tema di riduzione del rumore che spingono i progettisti a ottimizzare sempre maggiormente i prodotti in tale direzione. È stata dunque affrontata una campagna di misure su diversi campioni ed, attraverso la raccolta e l'analisi di dati a diverse velocità di rotazione, sono stati identificati alcuni campioni che mostravano una marcata amplificazione del rumore nell'intorno dei 5000 rpm, indicando la presenza di una risonanza meccanica. Questa risonanza, se non risolta, può causare danni strutturali e influire negativamente sulle prestazioni del sistema.

Durante il lavoro di tesi, ho seguito diverse settimane di formazione sui software utilizzati dall'azienda. EMC FIME impiega Creo Parametric per la progettazione meccanica e SimCenter 3D per le simulazioni agli elementi finiti (FEM). Dopo aver acquisito una solida familiarità con questi strumenti, ho iniziato a lavorare sui progetti necessari per le analisi FEM, concentrandomi in particolare sulla protezione e sulla ventolina di raffreddamento. Per ridurre i costi di produzione, ho tratto ispirazione da componenti già esistenti in azienda, cercando di evitare modifiche significative ai progetti degli stampi già in uso.

Una volta verificata la possibilità di miglioramento, si è passati alla fase di ottimizzazione, cercando il modello che offrisse la migliore soluzione per la protezione e ventolina. Nel proseguo della tesi verranno quindi analizzate le fasi di studio e simulazione numerico che hanno portato alla definizione di un design in grado di raggiungere l'obiettivo di riduzione del rumore emesso dal ventilatore.

3.3.1 Esploso del prodotto

Di seguito verranno descritti i principali componenti del PX148, ovvero il prodotto analizzato. Nell'immagine sottostante (fig. 3.4) viene illustrato l'esploso del ventilatore.

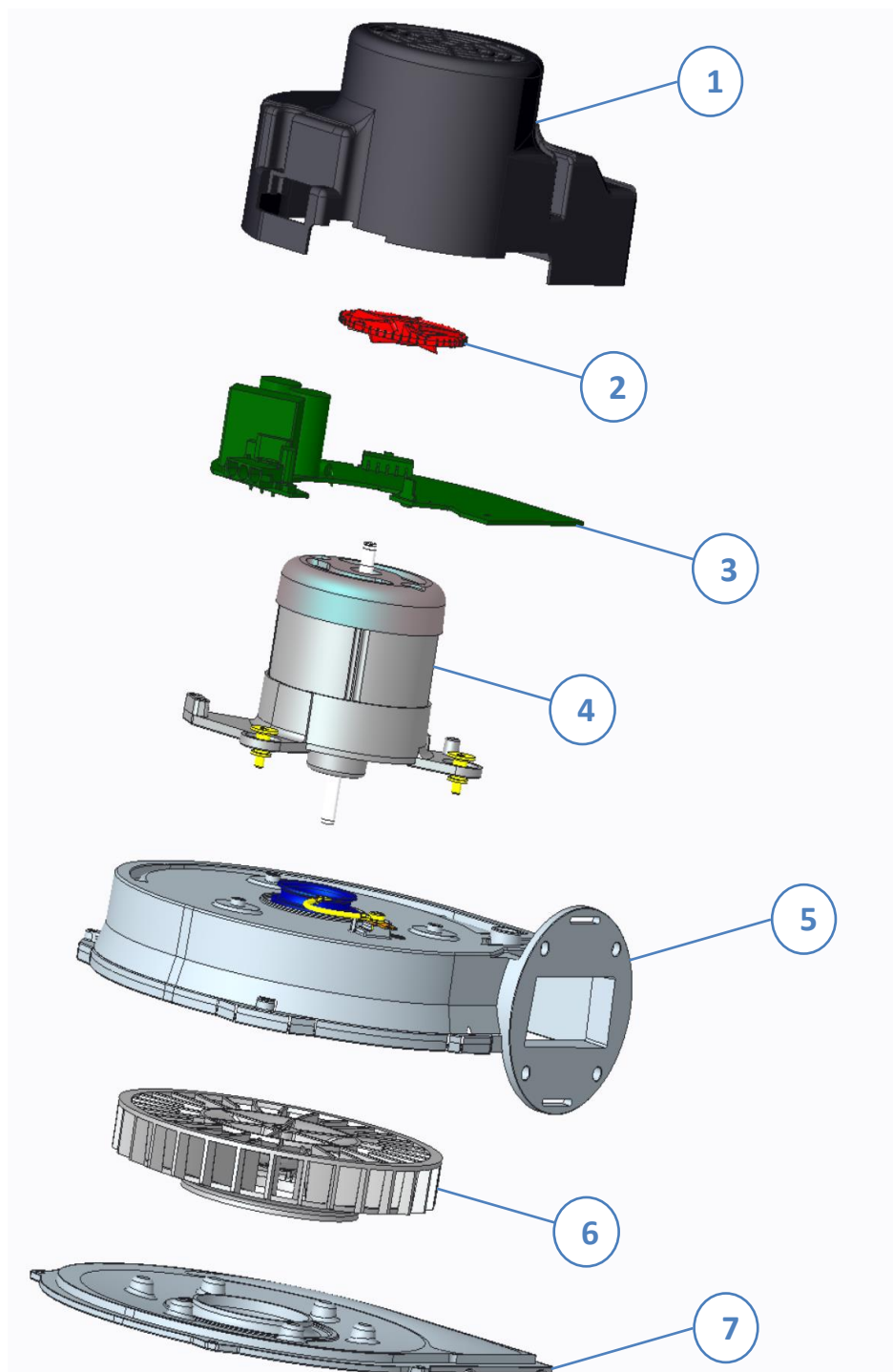


Fig. 3.4 Esploso del prodotto

3.3.2 Protezione elettronica

La protezione elettronica (indicata con il n.1 in fig. 3.4) oltre che a fungere da protezione per il motore e per la scheda elettronica, ha lo scopo di evitare il contatto diretto con la scheda elettronica, garantendo così la sicurezza sia per l'utilizzatore finale sia per chi effettua la manutenzione. Questa protezione previene anche il contatto con parti rotanti, come la ventola di raffreddamento, che potrebbero rappresentare un pericolo. La protezione è realizzata in plastica stampata ed è fissata con tre viti su un supporto metallico collegato al motore.

3.3.3 Girante e coclea

Realizzata in plastica antistatica per prevenire la formazione di scintille che potrebbero causare esplosioni. La girante (n.6 in fig 3.4) è il principale elemento della parte fluidodinamica e, insieme alla coclea (n.5 in fig 3.4), consente di raggiungere le prestazioni aerodinamiche desiderate. Questi elementi sono cruciali per il controllo del rumore aeroacustico e delle vibrazioni acustiche. La coclea è la struttura che contiene la girante e in cui il fluido si muove. Il piattello (n.7 in fig 3.4) chiude il volume fluido all'interno della coclea, e insieme alla guarnizione, impedisce la fuoriuscita di aria e gas, essenziale per la sicurezza. La coclea è caratterizzata due elementi geometrici cruciali per soddisfare i requisiti iniziali. Il naso, fondamentale per garantire una forma raccordata e mantenere una distanza adeguata tra la girante e l'esterno della coclea. Una cattiva progettazione del naso può causare problemi di rumore aerodinamico. Il diffusore, situato nella parte finale della coclea, recupera pressione rallentando il fluido e aumenta la sezione di uscita. Questo è facilitato da un angolo di sforno scelto attentamente. Sulla superficie esterna di quest'ultima sono presenti interfacce per cuscinetti e gommini antivibranti, che assorbono le vibrazioni generate dal movimento del motore e della girante, contribuendo anche alla riduzione del rumore. La girante, il coperchio e la coclea sono stati analizzati marginalmente, ma una migliore progettazione del loro fissaggio potrebbe migliorare significativamente le prestazioni del prodotto.

3.3.4 Ventolina di raffreddamento

La ventola di raffreddamento (n.2 in fig. 3.4) è posizionata sopra il motore ed ha il compito di raffreddare lo stesso motore e la scheda elettronica. Anche questo componente risulta di fondamentale interesse per lo studio della riduzione del rumore emesso dal ventilatore.

Scheda elettronica

La scheda elettronica (n.3 in fig. 3.4) pilota il motore regolandone la velocità di rotazione in base al segnale comunicato dall'applicazione finale, garantendo prestazioni ottimali e un funzionamento sicuro ed efficiente.

3.3.5 Motore

Il motore (n.4 in fig. 3.5) è un motore brushless trifase caratterizzato da quattro denti di statore e quattro poli magnetici. Il rotore è un rotore a magneti permanenti, composto da NdFeB, la cui magnetizzazione è progettata per controllare la velocità di rotazione del motore, con un anticipo nella parte superiore e una magnetizzazione dritta nella parte restante. Anche la forma dello statore e la tipologia di avvolgimento sono stati studiati per ottimizzarne a meglio le prestazioni. In termini di produzione del rumore, il motore risulta sorgente di rumore elettromagnetico e di vibrazioni che vengono poi trasmesse ai restanti componenti. In fig. 3.5 vengono mostrati i singoli componenti del motore.

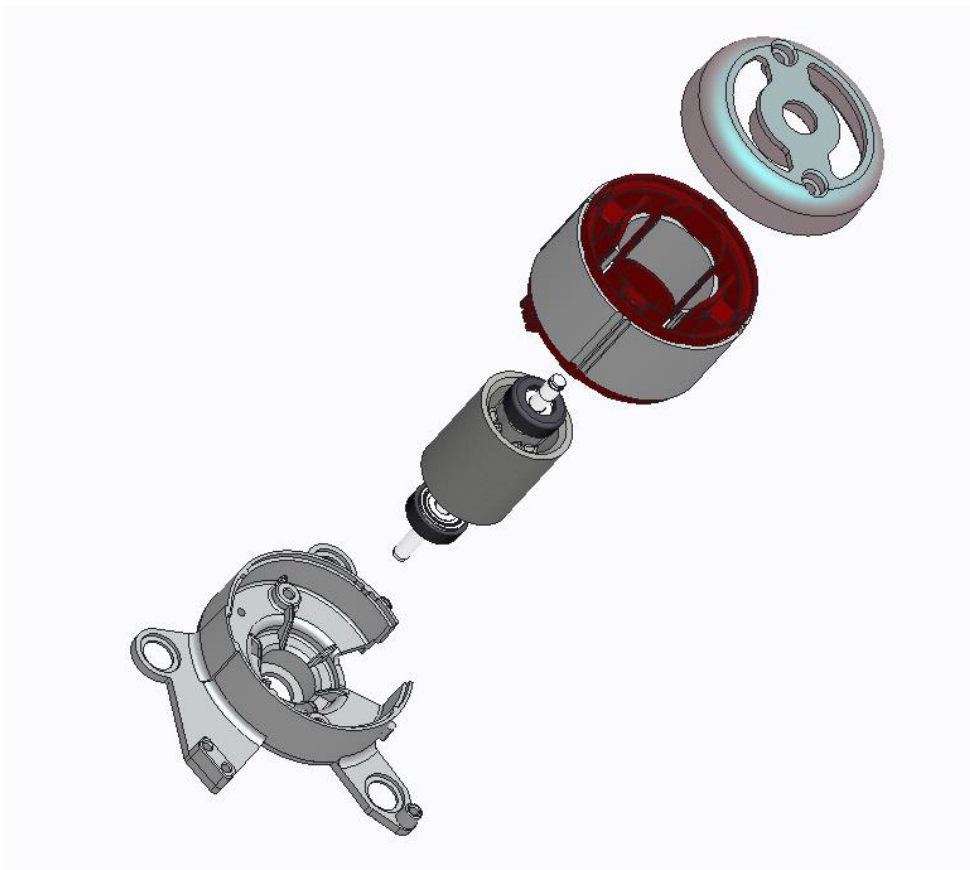
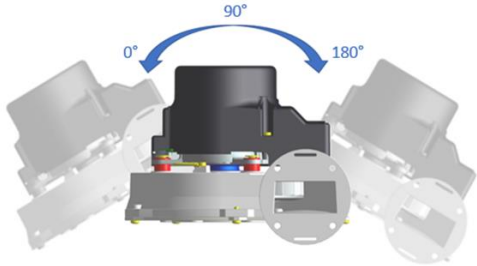


Fig. 3.5 esploso del motore

Scheda tecnica del motore

Infine, sono qui sotto riportate le principali caratteristiche di funzionamento e performance del ventilatore.

		valore	[u.m.]
Tensione di alimentazione	di	230	V
Frequenza della corrente di alimentazione	di	50	Hz
Potenza		300	W
Classe di isolamento (secondo norma EN60335-1)		155	-
Range di funzionamento	di	0÷70	°C
Posizione di installazione	di	PERMITTED WORKING POSITION POSIZIONE DI LAVORO CONSENTITA  WORKING POSITION NOT ALLOWED POSIZIONE DI LAVORO NON CONSENTITA 	

Tab. 3.1 Scheda tecnica del motore

Qui sotto sono riportate le principali curve di performance del ventilatore. Sia fluidodinamiche (fig.3.6 e fig.3.7) che in termini di consumi (fig. 3.8).

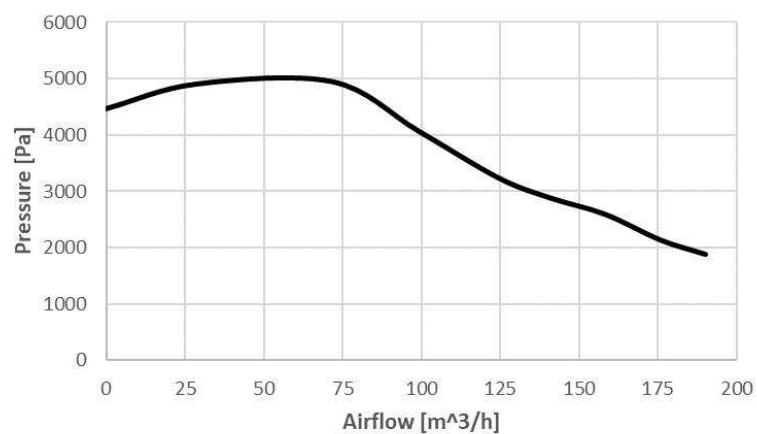


Fig. 3.6 Curva portata-pressione a fissata velocità di rotazione

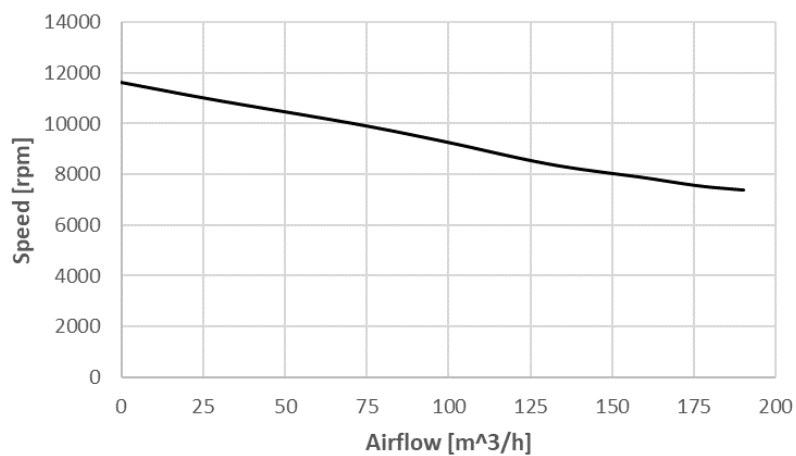


Fig. 3.7 Curva portata-velocità di rotazione, fissando il carico in uscita

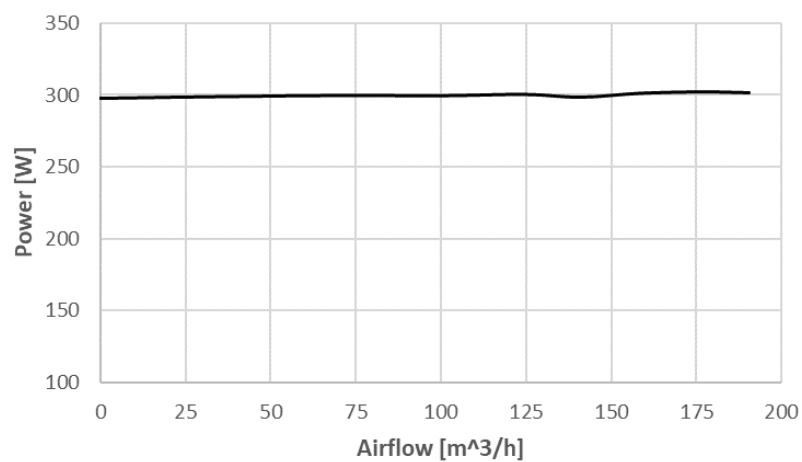


Fig. 3.8 Curva potenza-portata, fissando il carico in uscita

Capitolo 4

Caso studio

4.1 Analisi delle Misure su un Campione Rumoroso

Al fine di ottimizzare le performance acustiche del ventilatore in esame, sono state eseguite una serie di misurazioni su alcuni campioni in camera semianecoica. Le misure sono state effettuate variando la velocità di rotazione della girante, nel range di velocità corrispondenti ai vari punti di lavoro del ventilatore in applicazione, e valutandone il valore di pressione sonora emessa su alcuni microfoni. L'analisi ha evidenziato come alcuni ventilatori presentassero valori di pressione sonora superiori alla media.

I risultati su uno dei campioni che presentava problemi di rumorosità sono mostrati in **fig. 4.1**. Il grafico riporta lungo l'asse delle ascisse il valore della frequenza corrispondente allo spettro di rumore, espresso in Hz, lungo le ordinate il valore corrispondente alla velocità di rotazione, espresso in rpm, e lungo l'asse z, tramite una scala di colori, il valore corrispondente di pressione sonora espresso in dBA. Come evidenziato dalle zone in rosso della color map, intorno ai 5000 rpm, il campione ha mostrato una significativa amplificazione dei valori di pressione sonora, indicando la presenza di una risonanza. Valutando anche le misure effettuate con degli accelerometri posti in alcuni punti strategici del ventilatore, si evidenzia un aumento delle vibrazioni, su alcuni componenti, a 5000 rpm. Questa risonanza può causare danni strutturali e influire negativamente sulle prestazioni del sistema, rendendo cruciale la sua identificazione e risoluzione.

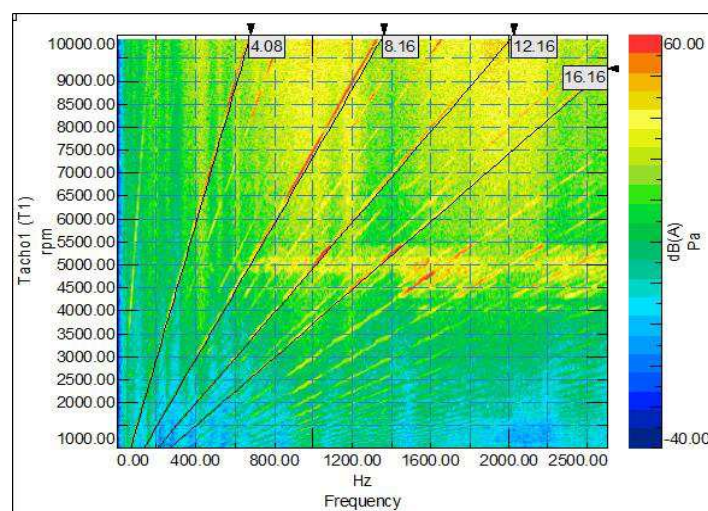


Fig. 4.1 la color map evidenzia un problema di risonanza intorno ai 5000 rpm

Essendo l'aumento di rumore, a 5000 rpm, distribuito su un ampio range di frequenze dello spettro preso in analisi, il rumore prodotto è assimilabile a un rumore bianco. Il rumore bianco è caratterizzato da una distribuzione uniforme di energia su tutto lo spettro di frequenze, il che può rendere difficile l'individuazione precisa della fonte del problema. La presenza di un fenomeno con tali caratteristiche, porta ad ipotizzare che vi sia un contatto tra parti meccaniche in vibrazione. Attraverso tecniche di analisi del segnale e indagini fisiche, è stato possibile isolare la causa del rumore. L'indagine ha evidenziato che il rumore è legato a un contatto tra la protezione in plastica e la scheda elettronica del ventilatore. Questo contatto indesiderato provoca vibrazioni e rumore, che vengono amplificate dalla protezione a determinate frequenze di risonanza. Il contatto meccanico tra questi componenti può essere dovuto a una progettazione inadeguata, a tolleranze di fabbricazione non rispettate, o a una scorretta installazione dei componenti stessi.

Per risolvere il problema di risonanza riscontrato intorno ai 5000 rpm, la protezione è stata riprogettata al fine di eliminare qualsiasi contatto con la scheda elettronica. Questo è stato ottenuto allargando la protezione stessa, assicurando che ci fosse sufficiente spazio tra la protezione e la scheda elettronica. La modifica riduce il rischio di vibrazioni indesiderate e rumore causati dal contatto.

Oltre al problema già descritto, il grafico in **fig.4.1** evidenzia ulteriori risonanze in corrispondenza della quarta, ottava, dodicesima e sedicesima armonica, tutte legate al motore ed in particolare al numero di poli del rotore e al numero di denti dello statore. Queste armoniche, causate dalle caratteristiche strutturali e operative del motore, sono sorgenti di vibrazioni e il rumore.

Dopo l'eliminazione del contatto tra la protezione e la scheda elettronica, diventa evidente che le forzanti prodotte dal motore risultano la sorgente principale del rumore, e che queste vengano amplificate nei pressi degli 1800 Hz. Tale risultato evidenzia l'importanza della modifica effettuata e indica quali azioni sono necessarie al fine di ottimizzare le prestazioni complessive del sistema (**Fig. 4.2**).

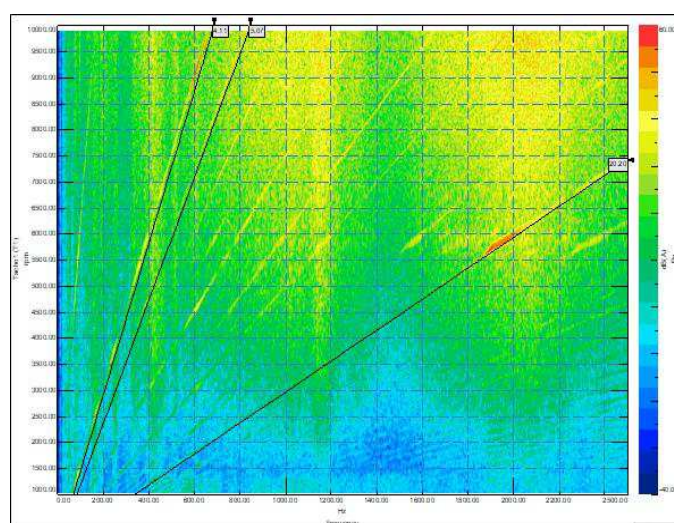


Fig. 4.1 la color map evidenzia un problema di risonanza intorno ai 5000 rpm

Nel grafico in fig. 4.3 sono riportati gli spettri di pressione sonora misurati nel punto di lavoro a 5000 rpm. L'analisi è effettuata in diverse configurazioni sperimentali. Le misure con la protezione montata sul ventilatore sono indicate in rosso, mentre quelle senza protezione sono mostrate in verde. I modi proprio di vibrazione, emersi dalle analisi numeriche che verranno successivamente commentate, della protezione sono evidenziati in nero.

Questo approccio permette di confrontare direttamente l'impatto della protezione rumore vibro-acustico emesso del sistema, evidenziando chiaramente le differenze nelle misurazioni in base alla presenza o all'assenza della protezione stessa. Tale analisi è cruciale per valutare l'efficacia delle soluzioni di progettazione nel ridurre le vibrazioni indesiderate e migliorare le prestazioni complessive del prodotto.

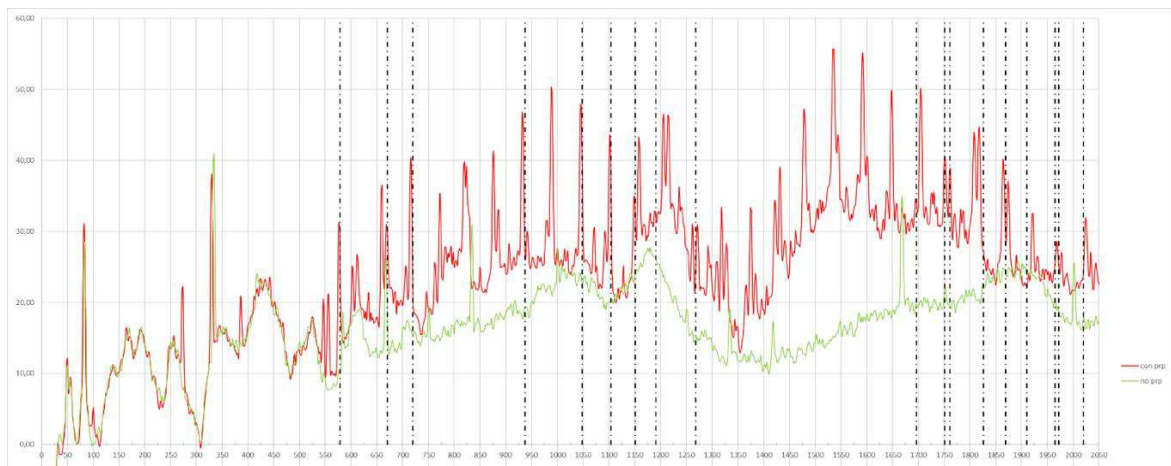


Fig.4.3 misurazioni con protezione, senza protezione e modi di vibrare della protezione

Avendo circoscritto il problema ad un range di frequenze molto più ristretto, nell'intorno dei 1800 Hz, lo studio procede con un'analisi numerica sui vari componenti, effettuata mediante il software multi-fisica Simcenter 3D, con lo scopo di valutare i modi propri di questi ultimi e quindi di individuare la presenza di eventuali risonanze. L'analisi è descritta in maniera più esaustiva là dove sono state evidenziate criticità sui componenti e quando è stato possibile valutare la modifica di questi ultimi.

4.1.1 Girante

L'analisi modale, tra i 1700 Hz e i 2000 Hz, ha prodotto i seguenti risultati:

Modo	Freq. [Hz]
1	1905
2	1905
3	2062

Tab. 4.1 Modi di vibrare della girante

Nonostante siano stati individuati tre modi di vibrare nell'intorno della frequenza di 1800Hz, La girante non è stata modificata. La decisione di non intervenire sulla girante è motivata dal fatto che le modifiche avrebbero potuto alterare significativamente le prestazioni del ventilatore, essendo questa uno dei due componenti chiave nella definizione delle prestazioni fluidodinamiche del prodotto. Inoltre, la Modal Mass Effective Analysis (il cui significato verrà descritto più approfonditamente in seguito), ha dimostrato che i modi di vibrazione associati a questa frequenza hanno contributi energetici molto bassi. Questo significa che, pur esistendo diversi modi di vibrazione, il loro impatto sull'energia totale del sistema è minimo. I contributi energetici ridotti dei modi di vibrazione suggeriscono che il problema di risonanza non è sufficiente a giustificare una modifica della girante, che potrebbe compromettere le prestazioni aerodinamiche e l'efficienza del ventilatore. Qualsiasi modifica strutturale potrebbe alterare il flusso d'aria, la pressione generata e l'efficienza energetica del sistema. Mantenendo la girante invariata, si preservano le caratteristiche di design ottimizzate per le condizioni operative specifiche del ventilatore. Fig. 4.4.

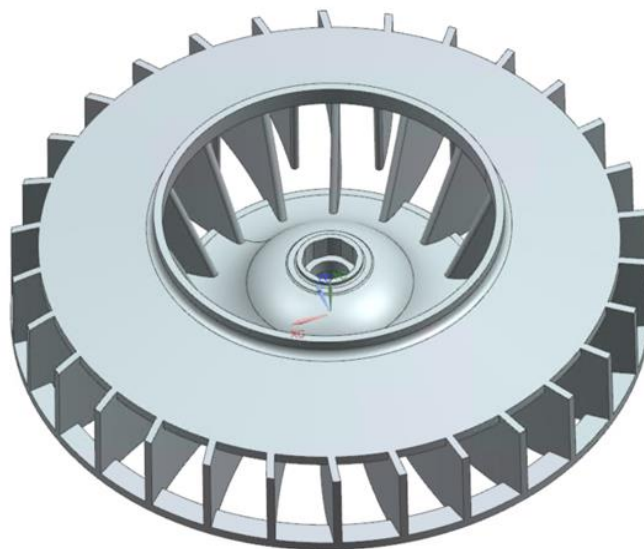


Fig. 4.4. Girante

4.1.2 Rotore, statore e magnete

Dai risultati dell'analisi modale nell'intorno a 1800 Hz non si sono evidenziati modi propri di vibrare dei componenti.

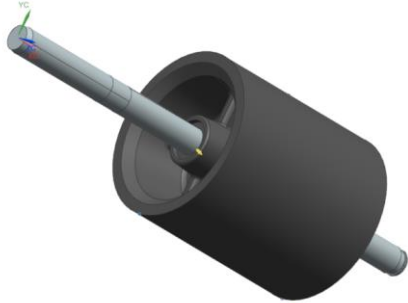


Fig. 4.5 Rotore

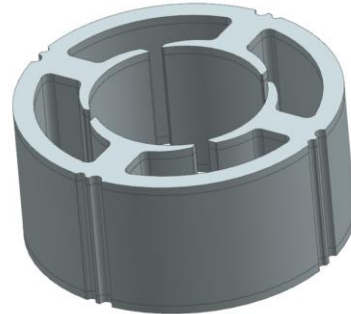


Fig. 4.6 Statore

4.2 PRP 574

La protezione 574, Fig.4.7, (protezione di partenza in cui si riscontra il contatto con la scheda elettronica) è stata soggetta a un'analisi dettagliata che verrà qui sotto descritta.

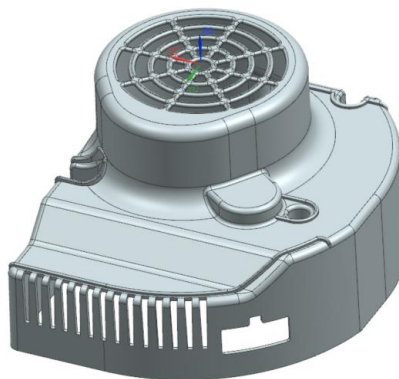


Fig. 4.7 Protezione 574

4.2.1 Modello FEM e scelta del materiale

Al fine di ottenere un'analisi descrittiva del comportamento della protezione, solo quest'ultima è modellata interamente tramite un corpo 3D, mentre gli altri componenti, come viti e fori di fissaggio, sono stati modellati mediante componenti semplificati e vincoli definiti dal software. Questo approccio semplifica la modellazione complessiva e riduce il tempo di calcolo, mantenendo comunque l'accuratezza necessaria per l'analisi delle vibrazioni.

Il materiale scelto per le protezioni è il Latamid 6S/30, un tipo di poliammide rinforzata con fibra di vetro. Questo materiale presenta le seguenti caratteristiche:

- Densità $\rho = 1340 \text{ Kg/m}^3$;
- Modulo Elastico $E = 4200 \text{ Mpa}$;

Dovendo eseguire un'analisi di tipo lineare sono sufficienti queste informazioni sul materiale.

Discretizzazione della geometria

Viene quindi costruita una mesh tridimensionale, mediante elementi tetra10, ovvero elementi solidi tetraedrici caratterizzati da 10 nodi per ogni cella della mesh e che permettono una discretizzazione al secondo ordine del problema.

Al fine di costruire una mesh dettagliata, e che non presentasse errori là dove sono presenti componenti di dimensioni minori, raggature o spigoli vivi, sono state costruite dapprima mesh 2D in alcuni punti critici della geometria. Queste ultime risultano non abilitate al calcolo, ma vengono esclusivamente utilizzate dal software per la costruzione di una mesh 3D adeguata.

I parametri scelti e i risultati ottenuti sono racchiusi nella seguente tabella:

Mesh information		
Element size	[mm]	2
Surface maximum growth rate	[-]	1.3
Surface curvature based size variation	[%]	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05
Type of mesh		3D
Number of elements in the mesh		16407
Number of nodes in the mesh		25829
Tetra10 elements		16407

Tab. 4.2 Mesh information 574

I parametri in input sono:

- **Element size:** parametro che definisce la dimensione massima delle celle della mesh. In questo caso dettato dallo spessore della protezione.

- **Surface maximum growth rate:** ratio di crescita delle celle lungo la superficie esterna della geometria.
- **Surface curvature based size variatrion:** parametro definito in percentuale dell'element size. Definisce la dimensione minima delle celle in prossimità di curvature della superficie.
- **Internal mesh graduation:** ratio di crescita delle celle interne della mesh, a partire dalla dimensione delle celle di superficie adiacenti.

Nella fig.4.8 è riportata la mesh ottenuta con i parametri impostati. Questa presenterà 16407 elementi di tipo tetra10 a cui sono associati 25829 nodi di calcolo.

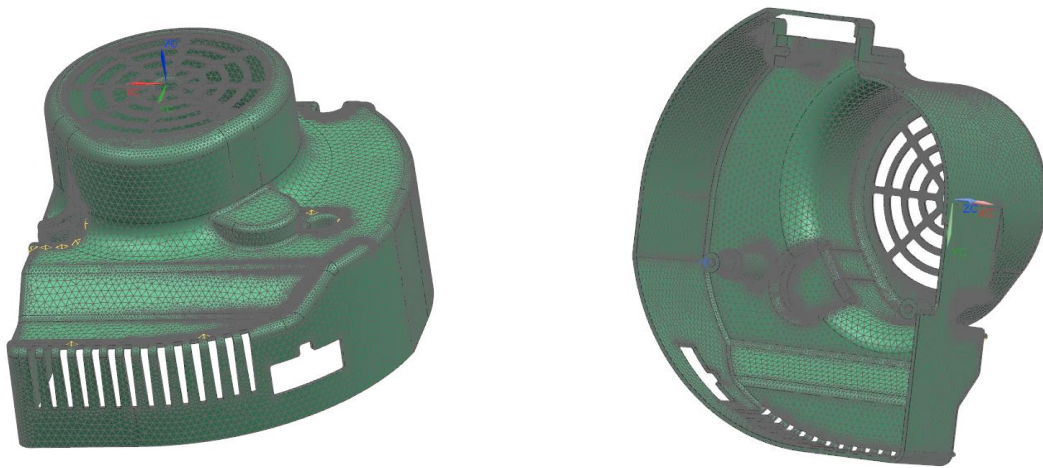


Fig. 4.8 mesh 3D della prp574

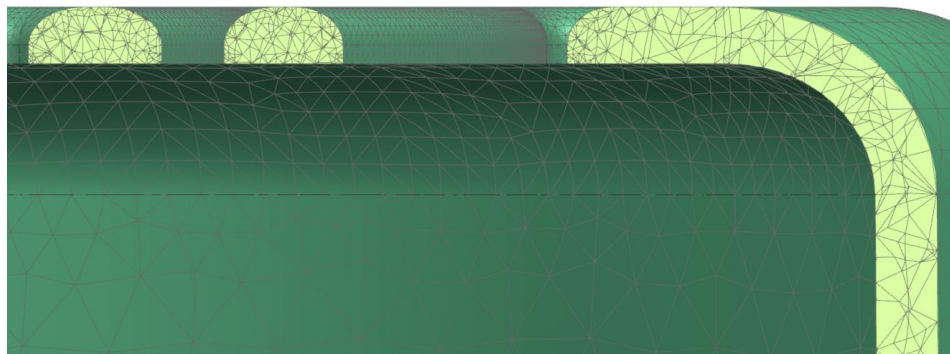


Fig. 4.9 particolare interno della meh 3D

4.2.2 Analisi modale

L'analisi modale permette di identificare le frequenze proprie dei componenti del ventilatore e verificarne la coincidenza con le frequenze di funzionamento, eventuali sorgenti di vibrazione e le relative armoniche. Questa analisi è fondamentale per prevenire la nascita di risonanze durante l'uso del ventilatore, che potrebbero causare danni strutturali, rotture e la generazione di rumore vibro-acustico.

Per eseguire l'analisi modale, sono state imposte le seguenti condizioni al contorno:

- **Vicolo rigido:** Sono stati posti tre vincoli rigidi nei tre punti di fissaggio della struttura, questo tipo di vincolo blocca i sei gradi di libertà assicurando che la struttura del ventilatore sia correttamente ancorata alla scheda elettronica e che i risultati dell'analisi modale riflettano le reali condizioni operative del sistema. Tale vincolo simula la presenza delle viti di fissaggio e dei relativi fori. Questi sono evidenziati in blu nella fig. 4.10.

L'analisi modale fornirà un set di frequenze proprie e le corrispondenti forme modali. Questi risultati saranno utilizzati per verificare se le frequenze proprie coincidono con le frequenze di funzionamento e le loro armoniche. In caso di coincidenza, si procederà con la progettazione di interventi per mitigare il rischio di risonanza. È importante andare a valutare anche visivamente gli autovettori associati agli autovalori risultanti, in quanto permettono di indentificare le modifiche geometriche e progettuali necessarie alla rimozione di tali modi di vibrare.

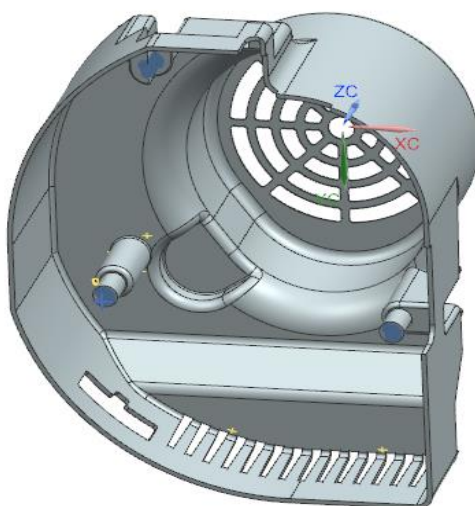


Fig 4.10 condizioni al contorno sulla prp574

L'analisi modale del ventilatore è stata eseguita utilizzando il solutore NASTRAN, selezionando il modulo SOL 103 Real Eigenvalues. Questo solutore, di tipo lineare, è progettato per calcolare le frequenze proprie (autovalori reali) e le forme modali di strutture complesse, consentendo una valutazione precisa delle potenziali risonanze.

L'analisi modale con SOL 103 Real Eigenvalues fornirà:

- **Frequenze relative ai modi propri di vibrare:** Un elenco delle frequenze a cui il componente studiato può vibrare naturalmente.
- **Forme Modali:** Descrizioni delle modalità di vibrazione corrispondenti a ciascuna frequenza propria.

Lo scopo di questa simulazione è l'identificazione della coincidenza tra le frequenze proprie e le frequenze operative del ventilatore e delle sue armoniche.

4.2.3 Analisi risultati

I primi 40 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze

Modo	Freq. [Hz]	Modo	Freq. [Hz]
1	206.22	21	1151
2	316,02	22	1191
3	330.29	23	1268
4	355,73	24	1302
5	408,05	25	1341
6	470.17	26	1461
7	503,15	27	1509
8	529,92	28	1569
9	578,47	29	1696
10	670,19	30	1751
11	688,08	31	1761
12	719,68	32	1780
13	790,11	33	1826
14	846	34	1833
15	937,51	35	1869
16	1014	36	1910
17	1048	37	1965
18	1084	38	1972
19	1104	39	2020
20	1131	40	2040

Tab. 4.3 Modi di vibrare della prp 574

Al fine di poter validare il modello appena utilizzato, i risultati ottenuti vengono sovrapposti a quelli sperimentali (fig. 4.11).



Fig.4.11 comparazione numerico sperimentale

I risultati sono divisi su due grafici per comodità di rappresentazione. È evidente però come nel caso di contatto tra scheda e protezione i picchi misurati nello sperimentale (linea rossa) corrispondano con i modi ottenuti dall'analisi numerica (linee nere). Convalidando l'ipotesi che vede la protezione come strumento di amplificazione del rumore vibro-acustico.

4.2.4 Model Effective Mass

Alla normale analisi modale è anche associata un'analisi "Modal Effective Mass". Questo è uno studio pesato dei modi di vibrare legato all'energia e consente di valutare quali modi di vibrare hanno un impatto maggiore sulle vibrazioni della struttura del ventilatore. Questa analisi è fondamentale per identificare le modali più rilevanti e comprendere il contributo di ciascun modo alle vibrazioni nelle direzioni traslazionali e rotazionali. Nello specifico si hanno:

- **Traslazioni:** Le masse modali effettive nelle direzioni T1-x, T2-y, T3-z indicano quanto ciascun modo di vibrazione contribuisce alle traslazioni della struttura lungo gli assi x, y e z. Un valore più alto indica un contributo maggiore.

- **Rotazioni:** Le masse modali effettive nelle rotazioni intorno agli assi R1-x, R2-y, R3-z indicano l'impatto di ciascun modo di vibrazione sulle rotazioni della struttura intorno agli assi x, y e z. Valori più elevati rappresentano un contributo maggiore alle rotazioni.

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	2,06E+02	1,78E-04	0%	4,71E-03	6%	2,70E-03	4%	8,64E+01	24%	1,22E-04	0%	4,74E+00	1%	35%
2	3,16E+02	9,33E-03	12%	9,49E-03	11%	6,79E-04	1%	2,72E-01	0%	2,13E+01	7%	8,00E-01	0%	31%
3	3,30E+02	4,01E-05	0%	8,55E-03	10%	3,16E-03	4%	1,07E+01	3%	6,03E+01	19%	7,59E-02	0%	36%
4	3,56E+02	3,66E-03	5%	9,08E-05	0%	3,94E-03	6%	1,04E+01	3%	6,45E+01	20%	1,02E+02	29%	62%
5	4,08E+02	3,07E-02	38%	2,60E-03	3%	1,20E-04	0%	2,67E+01	7%	2,88E+01	9%	3,66E+01	10%	68%
6	4,70E+02	6,35E-03	8%	1,30E-02	15%	2,99E-04	0%	3,02E+01	8%	8,40E+00	3%	5,58E+01	16%	51%
7	5,03E+02	3,19E-03	4%	3,66E-04	0%	1,40E-02	20%	2,02E+01	6%	7,32E-01	0%	2,74E+00	1%	31%
8	5,30E+02	4,37E-03	5%	1,47E-04	0%	2,26E-04	0%	2,45E+01	7%	1,07E-01	0%	5,88E+00	2%	14%
9	5,78E+02	1,78E-04	0%	1,38E-03	2%	2,62E-03	4%	3,83E+00	1%	2,90E-01	0%	2,89E+01	8%	15%
10	6,70E+02	2,07E-04	0%	3,60E-04	0%	1,66E-03	2%	6,46E+00	2%	4,50E-02	0%	2,82E-01	0%	5%
11	6,88E+02	1,45E-03	2%	1,09E-03	1%	3,76E-03	5%	6,50E+00	2%	1,26E+01	4%	1,96E+00	1%	15%
12	7,20E+02	4,00E-05	0%	4,56E-03	5%	2,42E-03	3%	1,82E+01	5%	7,67E+00	2%	1,97E+00	1%	17%
13	7,90E+02	3,85E-05	0%	4,09E-03	5%	4,34E-03	6%	1,31E+01	4%	6,42E-01	0%	5,92E+00	2%	17%
14	8,46E+02	8,51E-05	0%	3,02E-03	4%	7,78E-04	1%	3,72E-01	0%	2,19E+01	7%	1,55E-01	0%	12%
15	9,38E+02	9,54E-04	1%	3,82E-03	5%	1,22E-02	17%	4,50E-02	0%	1,06E+01	3%	4,81E-01	0%	26%
16	1,01E+03	6,53E-04	1%	1,05E-02	13%	3,10E-03	4%	2,98E+01	8%	1,81E+00	1%	7,94E+00	2%	29%
17	1,05E+03	4,11E-03	5%	2,26E-03	3%	2,70E-03	4%	1,27E+01	4%	6,35E+00	2%	1,09E+00	0%	17%
18	1,08E+03	1,83E-04	0%	3,44E-04	0%	4,45E-04	1%	7,72E+00	2%	7,23E-01	0%	5,50E+00	2%	5%
19	1,10E+03	1,33E-04	0%	2,21E-03	3%	3,00E-03	4%	8,79E+00	2%	3,15E-04	0%	5,22E-01	0%	10%
20	1,13E+03	3,94E-06	0%	2,36E-04	0%	1,54E-04	0%	5,29E-01	0%	1,03E-01	0%	1,05E-01	0%	1%
21	1,15E+03	2,35E-04	0%	6,98E-03	8%	6,08E-05	0%	1,22E+01	3%	3,69E+00	1%	6,98E-04	0%	13%
22	1,19E+03	3,78E-05	0%	1,80E-03	2%	6,91E-05	0%	1,84E+00	1%	2,09E-01	0%	5,19E+00	1%	4%
23	1,27E+03	4,50E-03	6%	1,20E-04	0%	1,05E-04	0%	3,90E-02	0%	1,21E+01	4%	4,02E+01	11%	21%
24	1,30E+03	3,72E-03	5%	6,17E-05	0%	1,10E-03	2%	7,94E-06	0%	1,05E+01	3%	1,00E+01	3%	12%
25	1,34E+03	2,94E-03	4%	8,15E-04	1%	1,62E-03	2%	1,11E-01	0%	2,74E+01	8%	2,40E+00	1%	16%
26	1,46E+03	7,20E-04	1%	6,50E-05	0%	9,59E-05	0%	1,09E+00	0%	8,72E+00	3%	4,43E+00	1%	5%
27	1,51E+03	1,20E-03	1%	3,42E-04	0%	4,45E-07	0%	5,50E-01	0%	7,64E+00	2%	2,58E+01	7%	12%
28	1,57E+03	6,42E-04	1%	1,18E-04	0%	1,42E-04	0%	1,38E+00	0%	4,18E+00	1%	1,03E+00	0%	3%
29	1,70E+03	5,35E-05	0%	2,84E-05	0%	3,59E-04	1%	2,26E-01	0%	2,55E-01	0%	7,05E-01	0%	1%
30	1,75E+03	8,64E-05	0%	1,67E-04	0%	9,90E-04	1%	6,00E-02	0%	4,10E-02	0%	4,81E-01	0%	2%
31	1,76E+03	2,07E-05	0%	3,68E-05	0%	1,71E-03	2%	2,10E+00	1%	1,54E-03	0%	5,91E-02	0%	3%
32	1,78E+03	1,90E-05	0%	1,67E-04	0%	5,49E-04	1%	5,73E+00	2%	4,16E-01	0%	6,73E-02	0%	3%
33	1,83E+03	1,06E-05	0%	4,02E-06	0%	3,75E-04	1%	1,87E+00	1%	1,53E-01	0%	6,07E-02	0%	1%
34	1,83E+03	3,34E-05	0%	4,92E-05	0%	1,05E-04	0%	4,90E-01	0%	2,21E-01	0%	6,59E-03	0%	0%
35	1,87E+03	5,16E-08	0%	8,16E-06	0%	7,81E-04	1%	1,83E+00	1%	3,84E-01	0%	3,40E-03	0%	2%
36	1,91E+03	1,36E-04	0%	9,46E-05	0%	2,00E-05	0%	7,08E+00	2%	6,05E-01	0%	2,38E-03	0%	2%
37	1,96E+03	2,27E-07	0%	3,00E-05	0%	1,23E-05	0%	3,33E-01	0%	7,22E-02	0%	6,04E-02	0%	0%
38	1,97E+03	7,52E-05	0%	6,48E-05	0%	1,63E-06	0%	3,42E-01	0%	4,33E-01	0%	4,19E-01	0%	1%
39	2,02E+03	1,03E-04	0%	4,78E-05	0%	2,47E-04	0%	1,11E-02	0%	9,52E-01	0%	1,61E-01	0%	1%
40	2,04E+03	1,52E-04	0%	1,12E-05	0%	2,37E-04	0%	2,96E+00	1%	6,91E-03	0%	2,49E-01	0%	1%
TOTAL		8,06E-02		8,38E-02		7,09E-02		3,58E+02		3,25E+02		3,55E+02		

Tab. 4.4 Modi di vibrare della prp 574

Dall'analisi delle tabelle riassuntive, è emerso che alcune modali hanno un impatto significativo sulle traslazioni e sulle rotazioni della struttura del ventilatore. Di seguito sono riportate le principali conclusioni:

Traslazioni: Le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 5, 6, 7, 15 e 16:

- Modale 5: Contribuisce maggiormente agli spostamenti nella direzione x.

- Modali 6 e 16: Hanno la maggiore influenza sugli spostamenti nella direzione y. È interessante notare che queste due modali generano spostamenti di uguale modulo, ma di verso opposto. Come confermato anche dalla visualizzazione degli autovettori.

- Modali 7 e 15: Hanno la maggiore influenza sugli spostamenti nella direzione z.

Rotazioni: Le modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono le 1, 3 e 4:

- Modale 1: Influenza le rotazioni intorno all'asse x.

- Modale 3: Incide sulle rotazioni attorno all'asse y.

- Modale 4: Caratterizzata da una combinazione di due rotazioni attorno agli assi y e z, con una risultante di uguale modulo, direzione, ma di verso opposto.

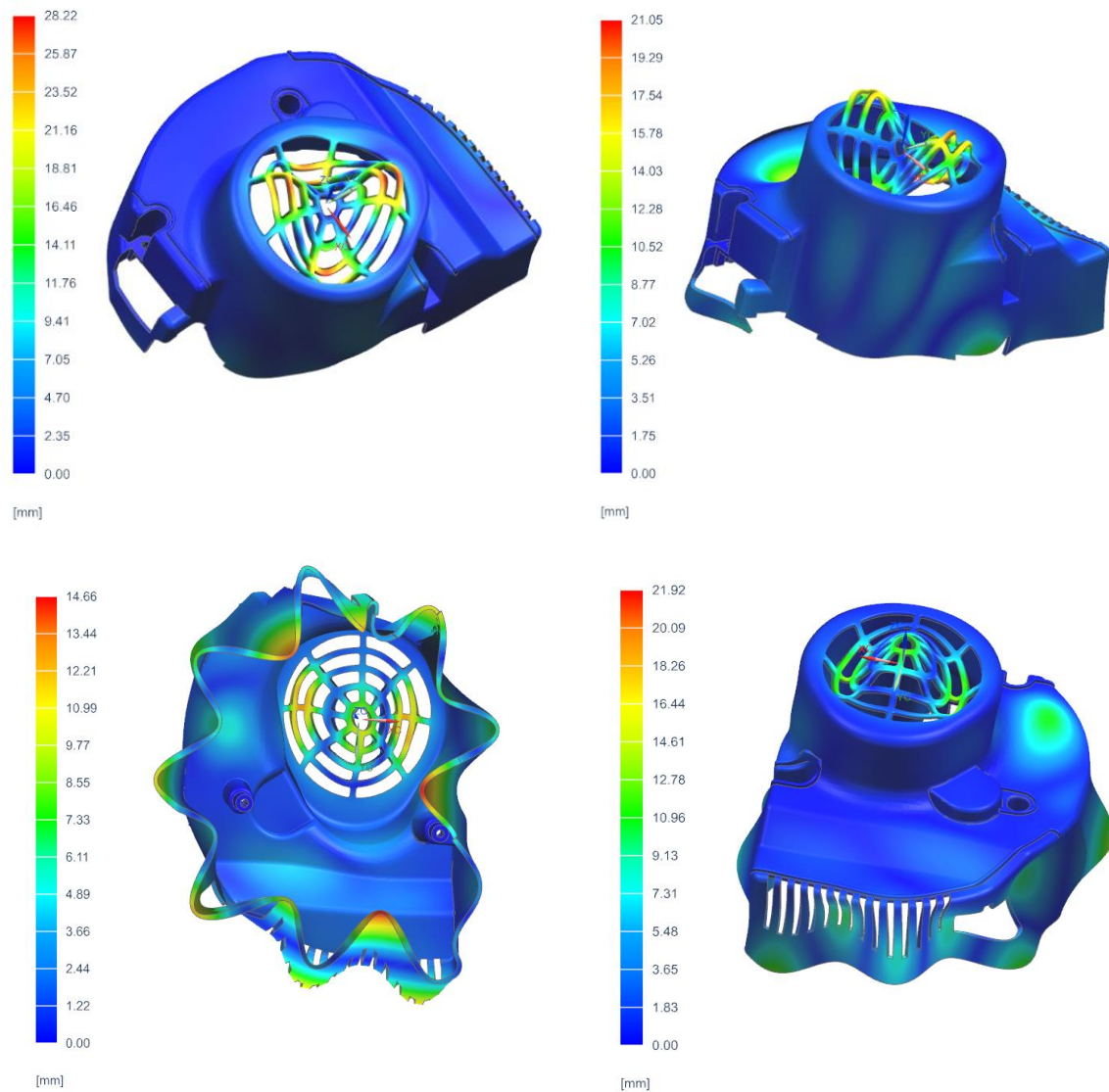


Fig. 4.12 alcuni dei principali modi di vibrare della protezione

4.3 PRP00198045

A seguito delle considerazioni appena effettuate, una prima soluzione valutata è quella della prp00198045 (fig. 4.13), una versione modificata della precedente (PRP 574), dove questa è stata ampliata in direzione radiale al fine di evitare il contatto tra scheda e protezione stessa.



Fig. 4.13 PRP00198045

Viene quindi ripetuta lo stesso studio agli elementi finiti al fine di valutare la bontà della nuova geometria.

4.3.1 Modello FEM e scelta del materiale

La tipologia di mesh e il materiale scelto sono uguali a quanto già visto nel caso della prp574. La scelta di non variare queste impostazioni deriva da:

- **Solidità del modello utilizzato.** Il modello costruito per la geometria di partenza ha mostrato un'ottima corrispondenza con i valori sperimentali.
- **Valutazione della sola influenza della geometria.** Si vuole valutare la sola geometria sui risultati finali. La variazione della tipologia di mesh o del materiale introdurrebbe nuove variabili che potrebbero falsare i risultati. In più, la scelta del materiale è legata anche a specifiche richieste derivanti da normative, relative alla tipologia di prodotto, certificazioni richieste dai clienti finali e caratteristiche di impiego in applicazione.

I parametri in input e i dati relativi alla mesh finale sono racchiusi nella tabella sottostante. Mentre la mesh finale è mostrata in fig. 4.14.

Mesh information		
Element size	[mm]	2.45
Surface maximum growth rate	[-]	1.5
Surface curvature based size variation	[%]	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05
Type of mesh		3D
Number of elements in the mesh		784166
Number of nodes in the mesh		1217662
Tetra10 elements		784166

Tab.4.5 Mesh information prp 001998045

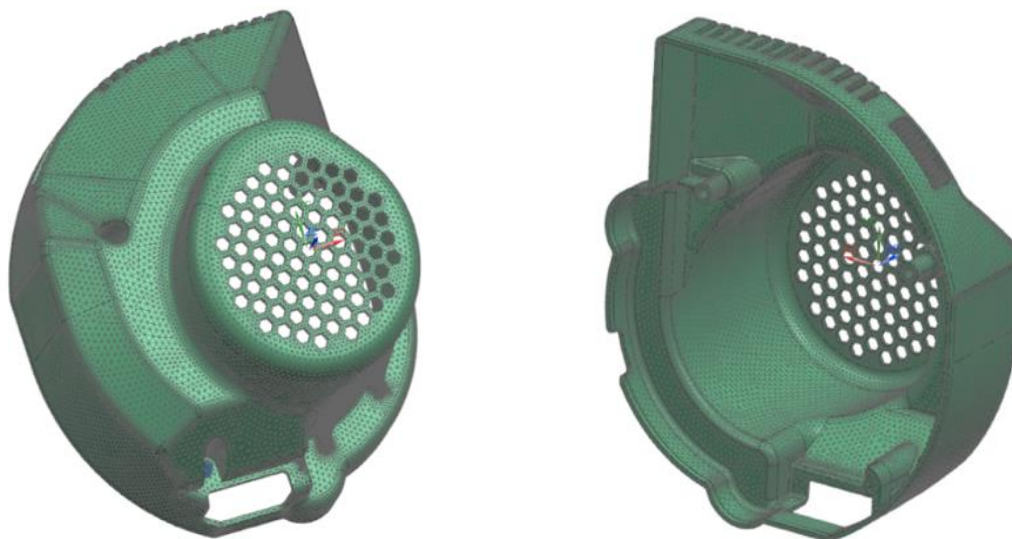


Fig. 4.14 mesh per PRP001998045

4.3.2 Analisi modale

Come per il caso precedente le condizioni a contorno consistono in:

- **Vicolo rigido:** Sono stati posti tre vincoli rigidi nei tre punti di fissaggio della struttura, questo tipo di vincolo blocca i sei gradi di libertà. Il tutto al fine di simulare la presenza del fissaggio mediante 3 viti.

Viene quindi eseguita un'analisi lineare agli autovalori, tramite solutore NASTRAN, scegliendo una soluzione di tipo *SOL 103 Real Eigenvalues*. Questa è ancora accompagnata da uno studio pesato dell'energia associata ai modi di vibrazione.

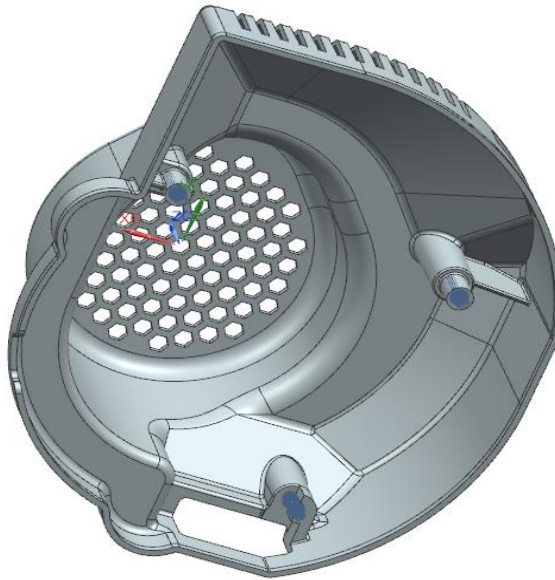


Fig. 4.15 Punti di fissaggio per la PRP00198045

4.3.3 Analisi risultati

I primi 31 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze:

Modo	Freq. [Hz]	Modo	Freq. [Hz]
1	294,99	17	1278
2	360,34	18	1350
3	403,68	19	1444
4	573,19	20	1489
5	603,91	21	1563
6	655,85	22	1578
7	760,50	23	1628

8	775,91	24	1649
9	830,29	25	1656
10	837,30	26	1682
11	938,46	27	1762
12	945,94	28	1895
13	1041	29	1948
14	1082	30	1976
15	1171	31	2023
16	1274		

Tab. 4.6 Modi di vibrare della prp 00198045

4.3.4 Model Effective Mass

I risultati ottenuti dalla modal effective mass sono riportati nella seguente tabella:

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	2,95E+02	3,08E-03	4%	1,14E-02	15%	2,41E-03	4%	5,65E+01	23%	3,84E+00	1%	2,88E-01	0%	48%
2	3,60E+02	1,47E-02	20%	7,13E-04	1%	2,40E-04	0%	1,13E+02	46%	1,07E+00	0%	1,17E+01	4%	72%
3	4,04E+02	9,38E-03	13%	7,42E-03	10%	1,71E-05	0%	1,71E+01	7%	2,57E+01	10%	1,25E+02	43%	82%
4	5,73E+02	1,56E-04	0%	1,73E-02	23%	1,55E-06	0%	8,00E+01	33%	7,72E+01	29%	1,04E+00	0%	86%
5	6,04E+02	1,87E-05	0%	1,70E-04	0%	1,19E-03	2%	2,11E+00	1%	8,49E-02	0%	3,50E+01	12%	15%
6	6,56E+02	8,82E-03	12%	2,06E-02	28%	2,45E-03	4%	3,46E+01	14%	1,54E+00	1%	5,78E-01	0%	58%
7	7,60E+02	7,87E-03	11%	9,32E-04	1%	1,30E-02	20%	1,27E-02	0%	5,47E+01	21%	4,15E+01	14%	67%
8	7,76E+02	5,12E-03	7%	9,59E-04	1%	2,43E-03	4%	2,49E+01	10%	3,67E+01	14%	2,55E+00	1%	37%
9	8,30E+02	7,27E-03	10%	9,63E-03	13%	6,85E-04	1%	1,05E+00	0%	1,72E+01	7%	4,56E+01	16%	46%
10	8,37E+02	3,79E-03	5%	3,91E-06	0%	3,34E-02	53%	1,60E-01	0%	5,23E-01	0%	2,51E+01	9%	67%
11	9,38E+02	1,54E-03	2%	4,24E-05	0%	6,72E-03	11%	1,13E+01	5%	2,10E+00	1%	1,15E+01	4%	22%
12	9,46E+02	2,28E-02	31%	3,73E-03	5%	1,48E-03	2%	4,32E+01	18%	6,57E+01	25%	4,55E+00	2%	82%
13	1,04E+03	1,37E-04	0%	6,87E-03	9%	9,05E-05	0%	8,61E+00	4%	1,05E+01	4%	7,47E-01	0%	17%
14	1,08E+03	1,07E-04	0%	4,52E-03	6%	7,06E-04	1%	9,68E+00	4%	2,83E+01	11%	8,92E+00	3%	25%
15	1,17E+03	1,48E-04	0%	1,59E-02	21%	3,08E-06	0%	3,26E+01	13%	1,17E+01	4%	4,88E+01	17%	56%
16	1,27E+03	7,87E-03	11%	2,62E-04	0%	1,30E-02	21%	1,59E+00	1%	5,82E+01	22%	1,03E+01	4%	58%
17	1,28E+03	3,65E-04	0%	4,30E-04	1%	5,54E-04	1%	8,29E-01	0%	3,19E+00	1%	1,36E+01	5%	8%
18	1,35E+03	7,42E-04	1%	2,47E-04	0%	4,34E-04	1%	8,27E+00	3%	9,84E-01	0%	1,38E+00	0%	6%
19	1,44E+03	6,03E-05	0%	3,00E-04	0%	1,84E-03	3%	6,45E-01	0%	3,16E+00	1%	3,22E+00	1%	6%
20	1,49E+03	4,57E-03	6%	2,98E-03	4%	5,83E-04	1%	1,51E+01	6%	1,93E+01	7%	2,65E+01	9%	34%
21	1,56E+03	9,60E-05	0%	6,31E-05	0%	1,45E-03	2%	1,29E+00	1%	2,90E-01	0%	1,70E+00	1%	4%
22	1,58E+03	3,65E-05	0%	1,37E-04	0%	5,70E-04	1%	1,71E-02	0%	5,00E-01	0%	5,98E-01	0%	2%
23	1,63E+03	3,11E-05	0%	2,06E-04	0%	2,18E-04	0%	2,10E+00	1%	1,31E+00	0%	9,07E-01	0%	2%
24	1,65E+03	4,07E-05	0%	1,14E-04	0%	1,02E-04	0%	1,62E-02	0%	1,41E-01	0%	7,53E-01	0%	1%
25	1,66E+03	3,39E-05	0%	1,36E-05	0%	6,76E-04	1%	4,76E-01	0%	5,34E-01	0%	3,98E+00	1%	3%
26	1,68E+03	1,65E-04	0%	1,78E-04	0%	7,30E-05	0%	1,57E-01	0%	1,96E+00	1%	2,89E+00	1%	2%
27	1,76E+03	5,18E-04	1%	2,00E-05	0%	9,17E-04	1%	6,91E-01	0%	1,16E+01	4%	3,56E+00	1%	8%
28	1,89E+03	1,69E-06	0%	2,66E-04	0%	5,27E-03	8%	7,02E+00	3%	2,86E-01	0%	1,62E+00	1%	12%
29	1,95E+03	1,17E-05	0%	1,90E-04	0%	6,83E-04	1%	5,03E+00	2%	6,43E+00	2%	2,08E+00	1%	7%
30	1,98E+03	1,05E-03	1%	1,39E-04	0%	2,28E-04	0%	5,85E+00	2%	2,81E-01	0%	2,11E+00	1%	5%
31	2,02E+03	9,56E-04	1%	5,28E-07	0%	2,31E-03	4%	1,59E+00	1%	6,89E-01	0%	2,18E-02	0%	6%
TOTAL		1,01E-01		1,06E-01		9,38E-02		4,86E+02		4,46E+02		4,38E+02		

Tab. 4.7 Modi di vibrare della prp 00198045

Dalla *Tabella* si deduce che le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 4,6,10 e 12. Nello specifico:

- la modale 12 è quella che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione x .
- Le modali 4 e 6 hanno la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione y . Ne risulta uno spostamento uguale in modulo, in direzione, ma di verso opposto.
- La modale 10 ha maggiore influenza sugli spostamenti in direzione z .

Mentre i modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono 2,3,4 e 12. In particolare:

- la modale 2 influenza le rotazioni intorno all'asse x .
- La modale 3 influenza le rotazioni attorno all'asse z .
- La modale 12 influenza le rotazioni attorno all'asse y .
- La modale 4 è caratterizzata da una combinazione di due rotazioni attorno agli assi x e y , con risultante uguale in modulo, direzione, ma con verso opposto.

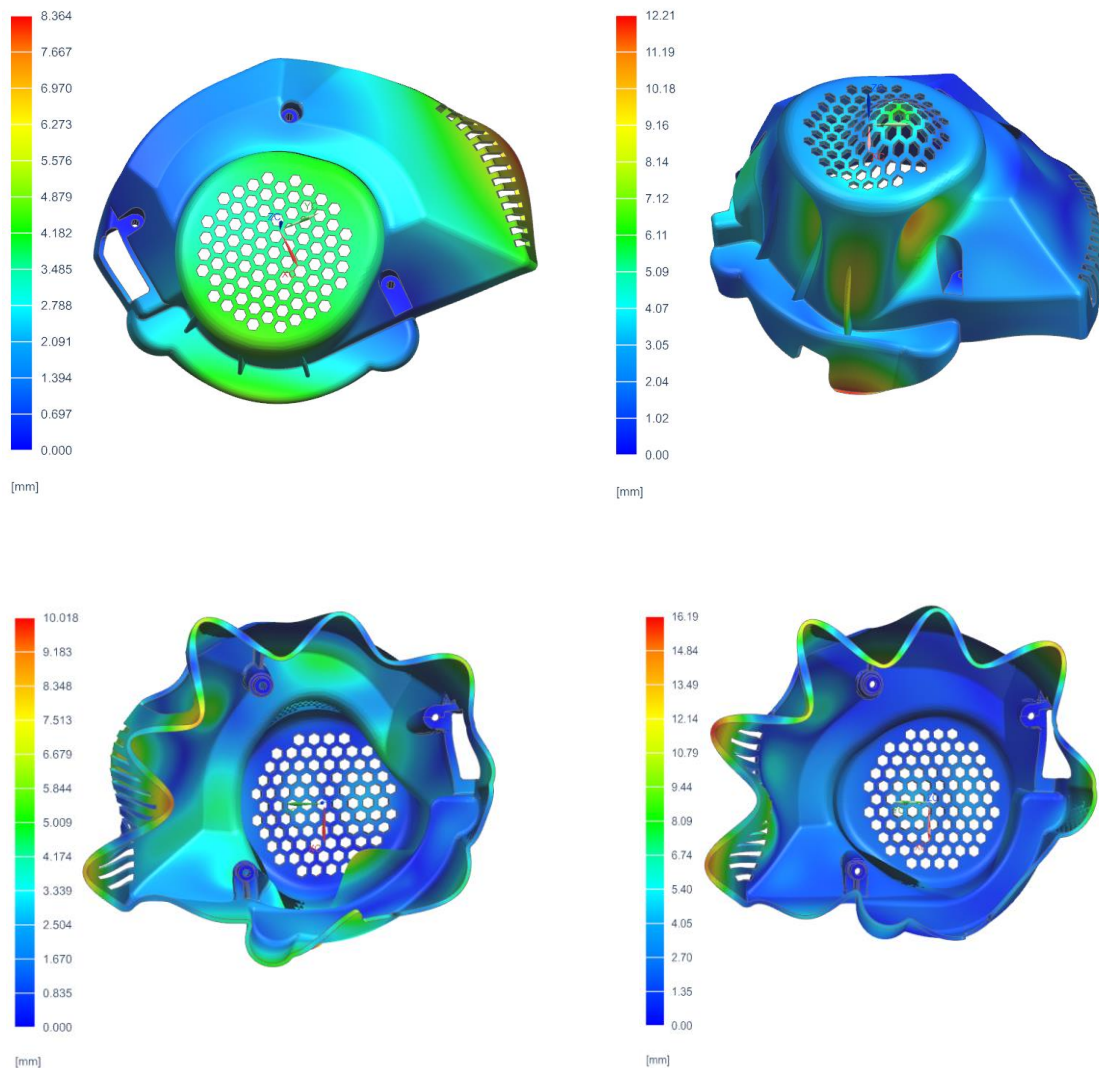


Fig. 4.16 esempi di modi di vibrare della protezione

Nonostante si sia registrata una riduzione nel numero di modi di vibrare da 40 a 31, si è ancora verificata una presenza significativa di vibrazioni attorno alla frequenza di 1800 Hz. Questa persistente problematica ha richiesto l'implementazione di ulteriori interventi per affrontare efficacemente la questione. In più, come si può notare dalla fig. 4.16, a questi modi sono associati spostamenti della protezione lungo tutto il bordo inferiore della stessa. Tali spostamenti riconducono ad un “effetto campana” della protezione che porta ad un’amplificazione netta del rumore prodotto. Tali considerazioni sono state confermate dai test effettuati su prototipi montanti la PRP00198045.

4.4. PRP00198045 vincolata in punti strategici

Per fronteggiare tale situazione, sono stati condotti approfonditi studi sui punti critici alla base della protezione. Questo approccio mirava a identificare con precisione i luoghi in cui si manifestava il problema e dove sarebbe stato più vantaggioso fissare la base. Tramite un'analisi dettagliata, è emerso che alcuni punti specifici richiedevano un'attenzione particolare, poiché erano maggiormente soggetti a vibrazioni indesiderate, arrivando alla soluzione mostrata in figura 4.17, la quale è stata sottoposta ad uno studio più dettagliato. Tale approccio permette anche di svincolare completamente la protezione dalla scheda (sorgente di vibrazioni già analizzate sopra) e dal motore (le cui forzanti magnetiche caratterizzano le risonanze lungo le armoniche 4,8,16,...) principale sorgente di vibrazioni.

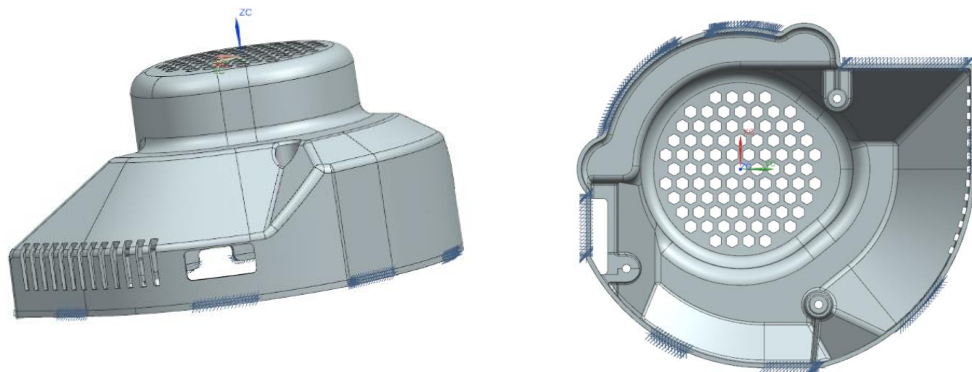


Fig. 4.17 fissaggio della base in punti strategici

Utilizzando lo stesso modello, ma inserendo una diversa distribuzione di vincoli lungo tutta la base della protezione. Vengono quindi ripetute le analisi modali lineari e pesate sul contributo energetico.

4.4.1 Analisi risultati

I primi 11 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze:

Modo	Freq. [Hz]
1	835,41
2	909,50
3	1227
4	1234
5	1376
6	1599
7	1644
8	1669
9	1672
10	1753
11	1956

Tab. 4.8 Modi di vibrare della protezione vincolata in punti strategici

4.4.2 Model Effective Mass

Mentre l'analisi pesata porta ai seguenti risultati:

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	8,35E+02	1,73E-02	25%	7,74E-03	14%	8,18E-06	0%	1,98E+00	2%	1,26E+00	1%	3,82E+00	7%	49%
2	9,10E+02	5,21E-05	0%	7,46E-04	1%	1,09E-02	20%	9,11E-02	0%	5,13E-02	0%	2,96E-01	1%	22%
3	1,23E+03	3,60E-02	52%	5,89E-05	0%	5,04E-03	9%	1,24E+01	15%	5,87E+01	42%	7,54E+00	13%	131%
4	1,23E+03	7,82E-04	1%	9,18E-03	17%	1,05E-02	19%	1,57E+00	2%	1,45E+01	10%	7,45E+00	13%	62%
5	1,38E+03	5,88E-04	1%	1,49E-02	28%	2,96E-05	0%	2,37E+01	28%	4,41E+00	3%	5,56E-01	1%	61%
6	1,60E+03	3,14E-05	0%	1,13E-05	0%	1,61E-03	3%	2,99E-01	0%	3,36E+00	2%	4,89E-01	1%	7%
7	1,64E+03	2,93E-03	4%	1,71E-02	31%	1,39E-02	25%	8,64E+00	10%	1,18E+01	9%	4,31E+00	8%	87%
8	1,67E+03	8,25E-04	1%	1,52E-03	3%	5,98E-03	11%	1,36E+01	16%	2,54E+00	2%	8,71E+00	15%	48%
9	1,67E+03	1,26E-03	2%	1,23E-04	0%	5,32E-05	0%	3,15E-01	0%	5,54E-01	0%	5,02E-01	1%	4%
10	1,75E+03	2,53E-03	4%	2,41E-03	4%	2,56E-03	5%	1,08E+01	13%	7,18E-02	0%	4,98E-01	1%	27%
11	1,96E+03	7,46E-03	11%	4,56E-04	1%	4,34E-03	8%	1,00E+01	12%	4,10E+01	30%	2,33E+01	41%	102%
TOTAL		6,98E-02		5,43E-02		5,48E-02		8,34E+01		1,38E+02		5,75E+01		

Tab. 4.9 Modi di vibrare della protezione vincolata in punti strategici

Dalla *Tabella* si deduce che le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 3, 5 e 7. Nello specifico:

- la modale 3 è quella che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione x.
- Le modali 5 e 7 hanno la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione y. Ne risulta uno spostamento uguale in modulo, in direzione, ma di verso opposto.
- La modale 7 ha maggiore influenza sugli spostamenti in direzione z.

Mentre i modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono 3, 5 e 11. Con:

- la modale 5 influenza le rotazioni intorno all'asse x.
- La modale 3 influenza le rotazioni attorno all'asse y.

- La modale 11 è caratterizzata da una combinazione di due rotazioni attorno agli assi y e z , con risultante uguale in modulo, direzione, ma con verso opposto.

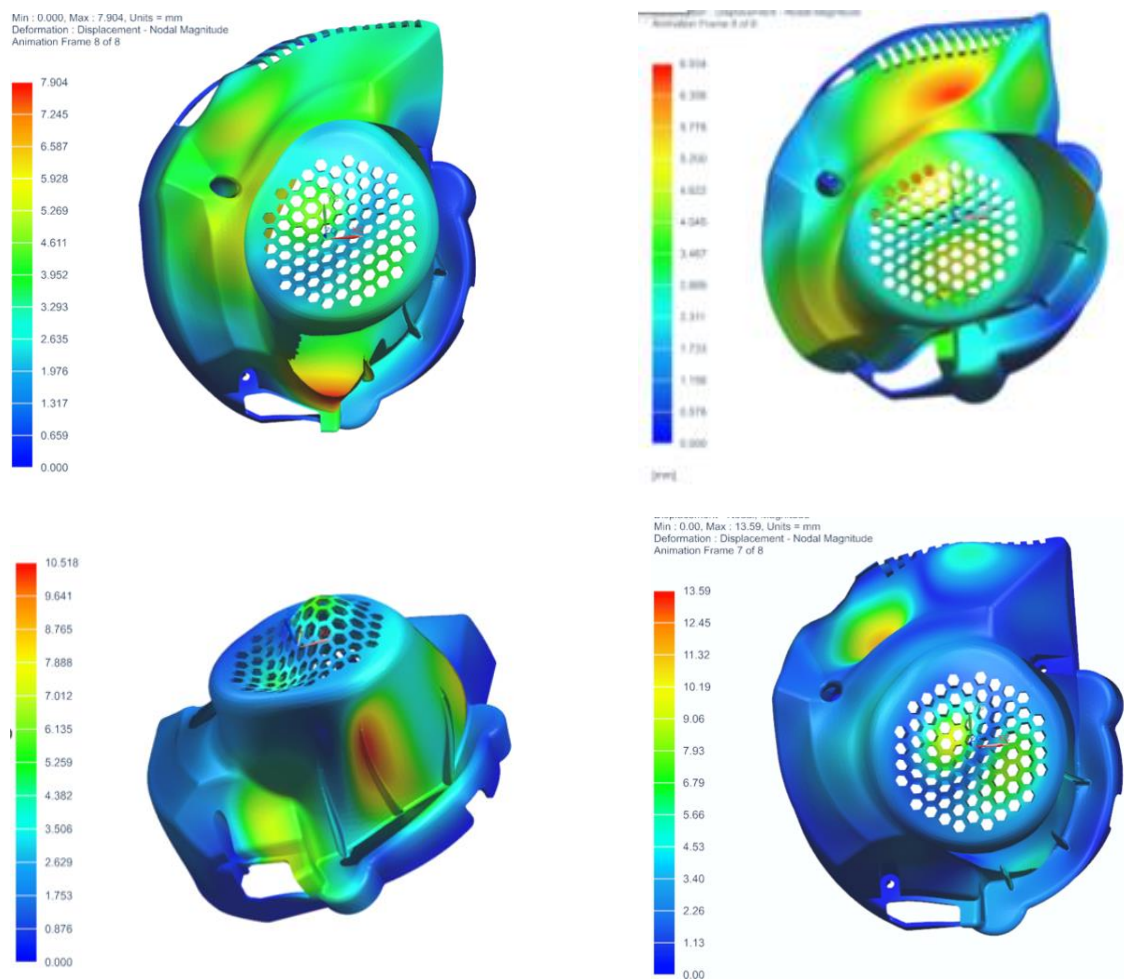


Fig.4.18 principali modi di vibrazione della prp fissata lungo la base

4.5 PRP00198045 vincolata lungo tutto il perimetro

Per poter ottenere maggiori informazioni e quindi definire un design finale più efficace, è stato deciso di studiare anche il caso in cui la protezione abbia tutta la base vincolata fig. 4.19. Questo approccio permetterà di valutare l'impatto delle diverse configurazioni di fissaggio sulla distribuzione delle vibrazioni e sull'efficacia complessiva nell'attenuare le vibrazioni indesiderate.

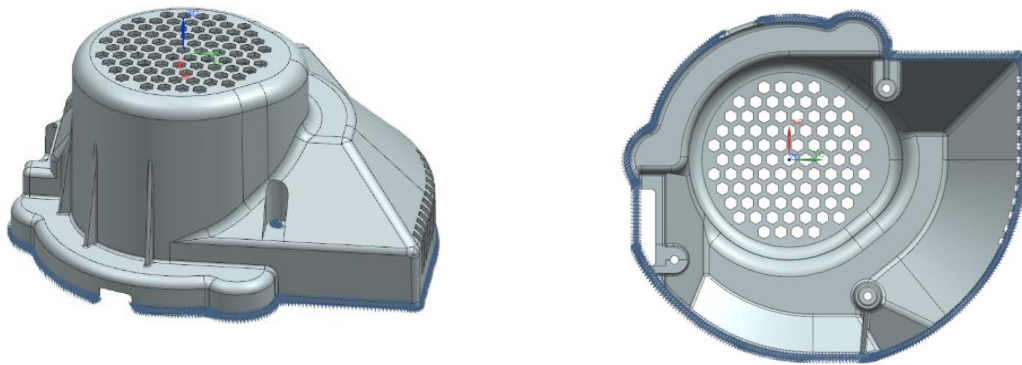


Fig. 4.19 fissaggio lungo tutta la base

Si utilizza ancora lo stesso modello, ripetendo le analisi modali lineari e Modal effective mass.

4.5.1 Analisi risultati

I primi 10 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze

Mod o	Freq. [Hz]
1	845,44
2	913,26
3	1242
4	1322
5	1450
6	1601
7	1675
8	1690
9	1741
10	1837

Tab. 4.10 Modi di vibrare della protezione vincolata lungo tutto il perimetro

4.5.2 Model Effective Mass

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	8,45E+02	1,60E-02	27%	6,75E-03	16%	2,47E-06	0%	2,27E+00	4%	1,70E+00	2%	3,69E+00	11%	59%
2	9,13E+02	1,28E-04	0%	6,06E-04	1%	1,00E-02	19%	2,67E-01	0%	1,63E-01	0%	3,23E-01	1%	22%
3	1,24E+03	3,22E-02	54%	5,96E-04	1%	7,87E-03	15%	1,05E+01	17%	4,34E+01	45%	4,52E+00	13%	146%
4	1,32E+03	4,71E-03	8%	1,06E-02	25%	9,07E-03	17%	5,35E+00	9%	4,18E+01	44%	1,66E+01	48%	151%
5	1,45E+03	3,40E-03	6%	1,21E-02	28%	1,97E-03	4%	3,34E+01	54%	7,20E-01	1%	8,95E-02	0%	93%
6	1,60E+03	3,30E-05	0%	5,99E-04	1%	3,21E-03	6%	1,05E-01	0%	1,49E+00	2%	1,78E-01	1%	10%
7	1,68E+03	5,59E-04	1%	1,41E-05	0%	5,39E-05	0%	2,97E-03	0%	9,61E-02	0%	1,31E-04	0%	1%
8	1,69E+03	2,54E-03	4%	2,50E-03	6%	7,52E-03	14%	6,35E+00	10%	2,63E+00	3%	5,33E+00	15%	53%
9	1,74E+03	1,39E-05	0%	7,26E-03	17%	8,38E-03	16%	1,47E+00	2%	1,44E+00	2%	3,99E-01	1%	38%
10	1,84E+03	1,82E-04	0%	1,64E-03	4%	4,05E-03	8%	2,06E+00	3%	2,22E+00	2%	3,35E+00	10%	27%
TOTAL		5,98E-02		4,26E-02		5,21E-02		6,18E+01		9,56E+01		3,45E+01		

Tab. 4.11 Modi di vibrare della protezione vincolata lungo tutto il perimetro

Dalla *Tabella* si deduce che le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 2,3,4 e 5. Con:

- La modale 3 che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione x .
- Le modali 4 e 5 hanno la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione y . Ne risulta uno spostamento uguale in modulo, in direzione, ma di verso opposto.
- Le modali 2 e 4 hanno la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione z .

Mentre i modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono 3,4 e 5. Con:

- la modale 5 influenza le rotazioni intorno all'asse x .
- La modale 3 influenza le rotazioni attorno all'asse y .
- La modale 4 è caratterizzata da una combinazione di due rotazioni attorno agli assi y e z , con risultante uguale in modulo, direzione, ma con verso opposto.

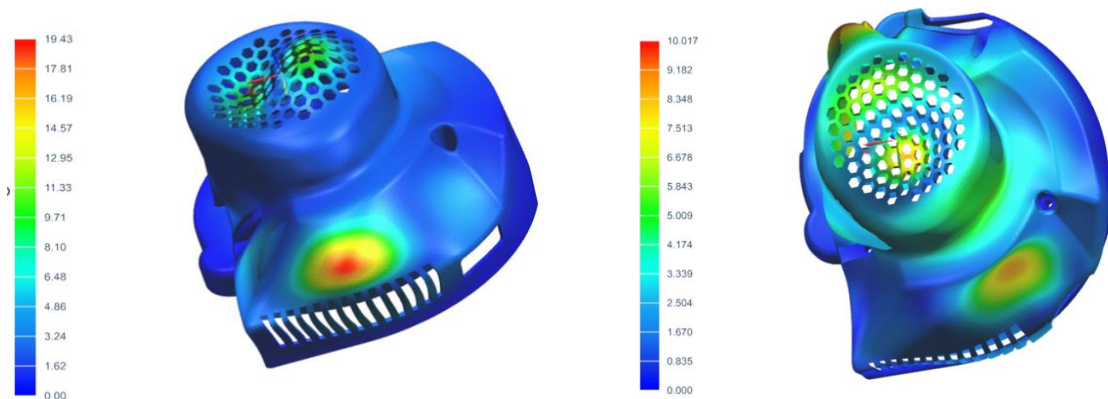


Fig.4.20 principali modi di vibrazione della prp fissata lungo la base

Nonostante entrambe le soluzioni abbiano sensibilmente ridotto il numero di modi di vibrare, il fissaggio completo della base, con questa tipologia di protezione, risulterebbe impraticabile nella realtà. D'altra parte, la configurazione con punti strategici di fissaggio non è facilmente riproducibile, poiché richiederebbe un numero di viti eccessivo per l'installazione. Questa sfida evidenzia la complessità nel bilanciare l'efficacia del fissaggio con la praticità e la fattibilità dell'implementazione nel contesto reale. Pertanto, è necessario trovare un'alternativa che garantisca un adeguato controllo delle vibrazioni senza

compromettere l'assemblaggio e l'utilizzo pratico della protezione del ventilatore. Tuttavia, lo studio è stato necessario per poter fornire le indicazioni necessarie ai progettisti meccanici, al fine di individuare un design implementabile con gli altri componenti del ventilatore (in particolare la coclea) e con l'attuale processo di assemblaggio del prodotto.

Si propongono altre due soluzioni, entrambe caratterizzate dall'allungamento della protezione e da un fissaggio diretto sulla coclea: la prima soluzione prevede anche un rinforzo nella parte inferiore, mentre la seconda è costituita da due parti distinte.

Queste nuove configurazioni mirano a fornire alternative che possano affrontare in modo efficace le vibrazioni indesiderate, consentendo allo stesso tempo un'installazione e un utilizzo pratici nel contesto reale.

4.6 Protezione unica con rinforzi

La prima delle due soluzioni, che viene analizzata, è quella che presenta un singolo componente. Oltre che allungare la protezione verso il basso, per permettere il fissaggio direttamente sulla coclea, si è introdotto un rinforzo lungo tutta la parte inferiore. Questo serve a contrastare “l'effetto campana” mostrato in precedenza in fig. 4.16. Anche le aperture, poste lungo la parete laterale della protezione, utilizzate per permettere un corretto raffreddamento della scheda, sono riposizionate in maniera tale da non indebolire la struttura in quei punti che sono risultati critici durante gli studi precedenti.

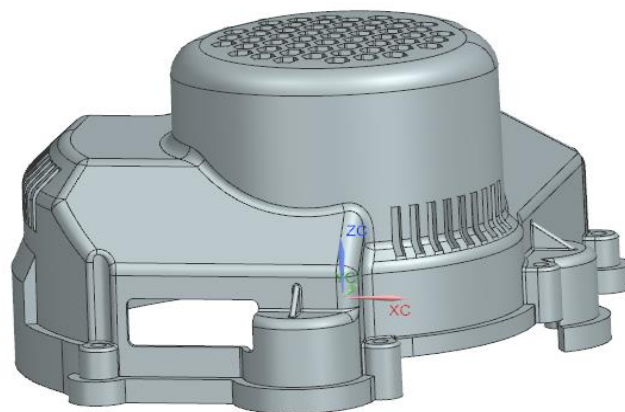


Fig. 4.21 Soluzione pezzo unico

4.6.1 Modello FEM e scelta del materiale

Si sfrutta quindi quello già visto per le protezioni precedenti e si costruisce una mesh 3D con elementi al secondo ordine di accuratezza TETRA 10. Viene ancora sfruttata la possibilità di costruire una mesh 2D che il software utilizzerà come guida per la costruzione della griglia

tridimensionale. I valori in Input e le caratteristiche della mesh derivante sono racchiusi in tabella:

Mesh information

Element size	[mm]	3
Surface maximum growth rate	[-]	1.3
Surface curvature based size variation	[%]	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05
Type of mesh		3D
Number of elements in the mesh		237690
Number of nodes in the mesh		439264
Tetra10 elements		237690

Tab.4.12 Mesh information prp rinforzata

La mesh risultante è la seguente:

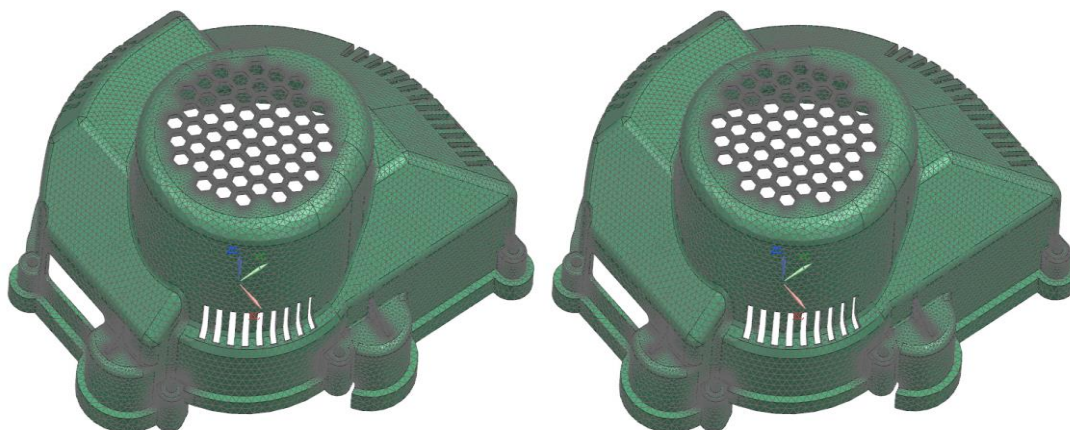


Fig. 4.22 Mesh soluzione singolo pezzo

4.6.2 Analisi modale

Per eseguire l'analisi modale, sono state imposte le seguenti condizioni al contorno:

- **Vicolo rigido:** in fig. 4.21 sono riportati i vincoli nei nuovi punti di fissaggio lungo la base. Si passa quindi dai 3 vincoli centrali della soluzione di partenza, a 6 vincoli rigidi ottenuti ancora mediante delle viti, questa volta che filettano direttamente sulla coclea del ventilatore.

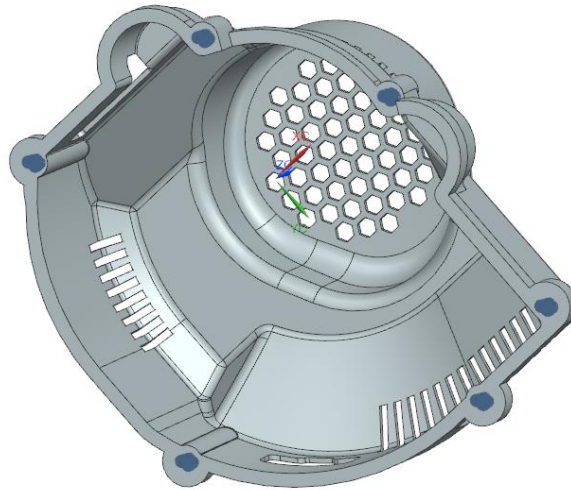


Fig. 4.23 condizioni al contorno sulla soluzione in componente singolo

Si prosegue a ripetere le medesime analisi fatte per il caso precedente.

4.6.3 Analisi risultati

I primi 20 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze:

Modo	Freq. [Hz]
1	652,79
2	710,05
3	926,05
4	1013
5	1039
6	1141
7	1234
8	1320
9	1380
10	1407
11	1473
12	1557
13	1618
14	1672

15	1738
16	1791
17	1806
18	1901
19	1920
20	1940

Tab. 4.13 Modi di vibrare della prp rinforzata

4.6.4 Model Effective Mass

I risultati dell'analisi pesata sono i seguenti:

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	6,53E+02	2,35E-02	28%	1,41E-02	21%	6,54E-04	2%	1,99E+01	8%	3,56E+01	15%	7,94E+00	5%	80%
2	7,10E+02	1,35E-02	16%	9,20E-04	1%	1,46E-02	34%	3,61E+00	1%	1,09E+02	48%	7,33E-02	0%	101%
3	9,26E+02	3,14E-02	38%	9,07E-03	13%	2,68E-03	6%	4,25E+01	17%	2,61E+01	11%	1,38E+01	9%	95%
4	1,01E+03	1,13E-03	1%	6,76E-03	10%	7,56E-04	2%	3,01E+01	12%	6,57E-01	0%	6,52E+00	4%	30%
5	1,04E+03	1,34E-05	0%	1,31E-04	0%	3,60E-08	0%	1,78E-01	0%	3,40E+00	1%	1,46E-01	0%	2%
6	1,14E+03	1,07E-05	0%	4,45E-03	7%	3,72E-03	9%	4,91E+01	20%	4,31E+00	2%	7,22E-02	0%	37%
7	1,23E+03	7,18E-04	1%	9,44E-03	14%	2,16E-04	1%	6,15E+01	25%	5,42E-01	0%	1,79E+01	12%	52%
8	1,32E+03	2,50E-03	3%	1,44E-04	0%	4,98E-03	12%	5,86E-01	0%	1,65E+01	7%	3,26E-01	0%	22%
9	1,38E+03	7,49E-04	1%	3,10E-03	5%	1,23E-04	0%	8,00E+00	3%	2,81E+00	1%	2,36E+01	15%	26%
10	1,41E+03	2,11E-04	0%	1,98E-03	3%	1,06E-08	0%	2,96E+00	1%	2,68E+00	1%	5,24E+00	3%	9%
11	1,47E+03	2,13E-03	3%	2,19E-03	3%	1,27E-04	0%	1,39E+00	1%	3,13E-01	0%	6,56E+00	4%	11%
12	1,56E+03	5,66E-04	1%	1,43E-03	2%	5,26E-04	1%	4,53E+00	2%	4,30E+00	2%	6,16E-02	0%	8%
13	1,62E+03	6,05E-04	1%	1,00E-05	0%	1,66E-03	4%	1,81E+00	1%	1,35E+00	1%	1,87E+00	1%	7%
14	1,67E+03	7,78E-04	1%	2,87E-03	4%	1,12E-04	0%	2,61E+00	1%	7,78E-01	0%	2,44E+01	16%	23%
15	1,74E+03	1,50E-03	2%	2,25E-03	3%	1,54E-03	4%	6,44E+00	3%	2,30E-02	0%	1,09E+01	7%	18%
16	1,79E+03	3,64E-04	0%	5,92E-03	9%	4,17E-04	1%	6,10E-01	0%	1,24E-01	0%	1,44E+01	9%	20%
17	1,81E+03	1,13E-03	1%	1,00E-03	1%	4,13E-04	1%	3,11E+00	1%	1,00E+01	4%	1,10E+01	7%	17%
18	1,90E+03	1,28E-04	0%	5,08E-04	1%	4,59E-03	11%	1,84E+00	1%	1,47E+00	1%	6,97E-01	0%	13%
19	1,92E+03	1,22E-03	1%	3,80E-06	0%	2,00E-03	5%	1,98E+00	1%	4,06E+00	2%	5,90E-01	0%	9%
20	1,94E+03	4,38E-04	1%	1,47E-03	2%	3,69E-03	9%	3,01E+00	1%	5,84E+00	3%	7,26E+00	5%	20%
TOTAL		8,25E-02		6,78E-02		4,28E-02		2,46E+02		2,30E+02		1,53E+02		

Tab. 4.14 Modi di vibrare della prp rinforzata

Dalla *Tabella* si deduce che le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 1,2 e 3. Con:

- modali 1 e 3 che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione x.
- modale 1 ha la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione y.
- modale 2 ha la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione z.

Mentre *l* modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono 2,6,7,9 e 14. Con:

- modali 6 e 7 influenzano le rotazioni intorno all'asse x.
- modale 2 influenza le rotazioni attorno all'asse y.
- modali 9 e 14 influenzano le rotazioni intorno all'asse z.

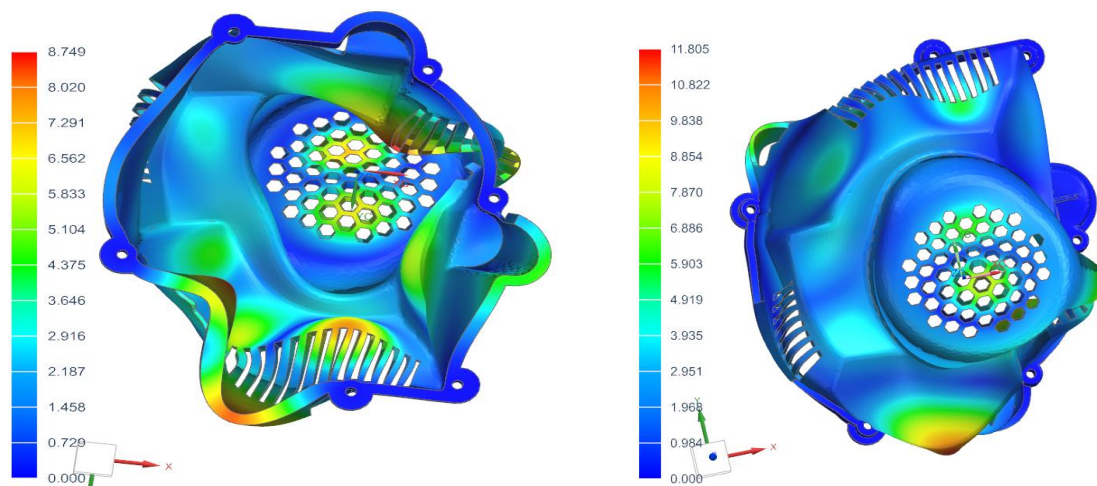


Fig. 4.24 modali critiche della soluzione in componente singolo

4.7 Protezione a due pezzi

La seconda soluzione analizzata è quella mostrata in fig. 4.25 e 4.26 come si può notare questa presenta due componenti. Tale soluzione permette non solo di fissare la protezione direttamente sulla coclea, ma anche di poter introdurre un profilo ad “L” sulla parte inferiore. Questa configurazione permette di rinforzare maggiormente la struttura alla base. L’introduzione del profilo ad “L” è stata possibile solo grazie alla suddivisione del componente in due parti, da cui derivano due stampi differenti durante la fase di produzione. Infatti, la presenza del sottosquadro renderebbe impossibile lo stampaggio in un unico componente.

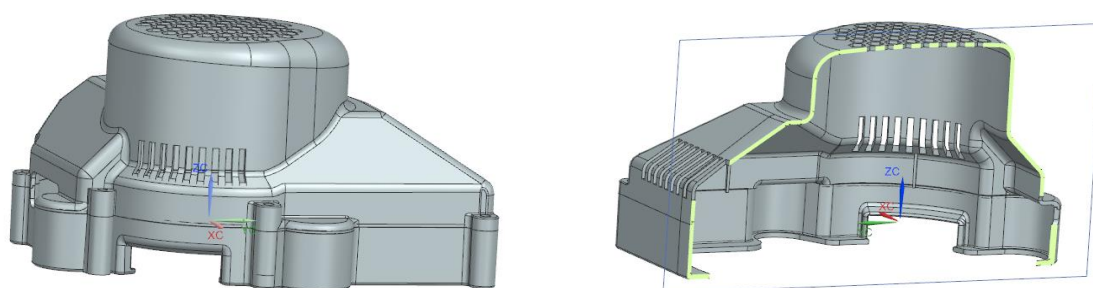


Fig. 4.25 soluzione con due componenti

Da notare anche come i fori presenti sulla parte inferiore, fig. 4.26 destra, non siano tutti collegati alla parte superiore. Questo perché, sono stati studiati sia per fissare la protezione sia per permettere la movimentazione del ventilatore durante la fase di assemblaggio, quando la parte superiore non è ancora montata.

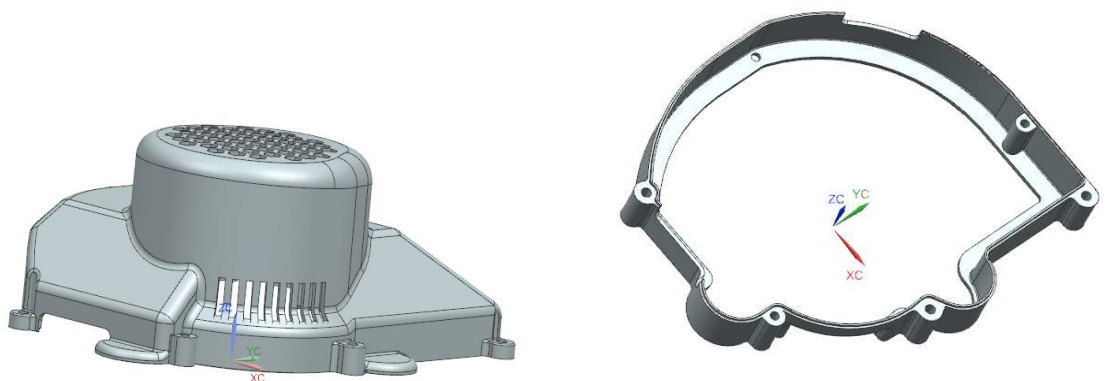


Fig. 4.26 A sinistra il componente superiore. A destra il componente inferiore

4.7.1 Modello FEM e scelta del materiale

Per modellizzare la protezione, vengono costruite due mesh, una per ciascuno dei componenti, che verranno successivamente assemblate in una mesh di assieme. Il criterio scelto per la discretizzazione dei componenti è lo stesso già descritto nei paragrafi precedenti e i parametri utilizzati sono racchiusi nella tabella sotto:

Mesh information		Parte superiore	Parte inferiore
Element size	[mm]	5	5
Surface maximum growth rate	[-]	1.3	1.3
Surface curvature based size variation	[%]	50	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05	1.05
Type of mesh		3D	3D
Number of elements in the mesh		44971	106170
Number of nodes in the mesh		93748	192307
Tetra10 elements		44971	106170

Tab.4.15 Mesh information prp a due componenti

Rispetto ai casi precedenti si è scelto di utilizzare un valore di *element size* più grande. Questo perché la presenza di due componenti implica un numero maggiore di celle di calcolo, che porterebbe ad un incremento di costi e tempi computazionali. Tuttavia il risultato finale è comunque accurato, come mostrato in fig. 4.27.

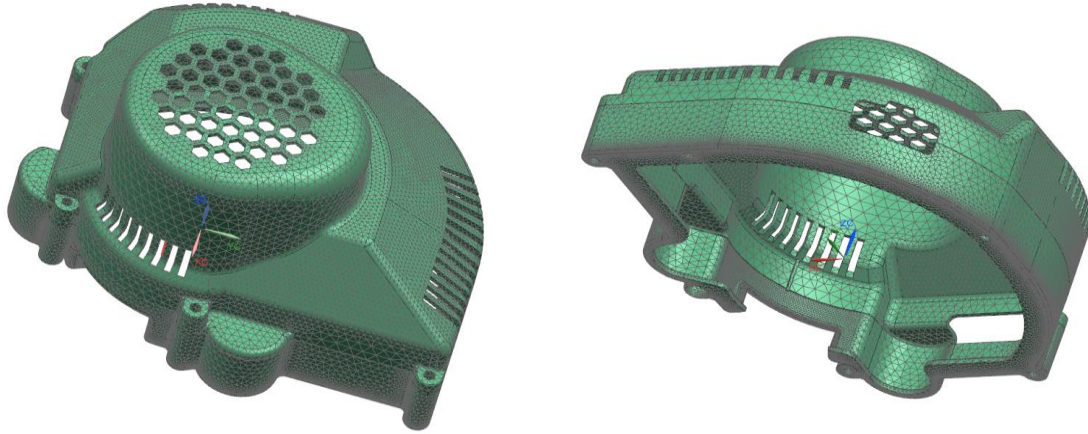


Fig. 4.27 mesh per la soluzione con due componenti

4.7.2 Analisi modale

Per eseguire l'analisi modale, sono state imposte le seguenti condizioni al contorno:

- **Vicolo rigido:** Sono stati posti sei vincoli rigidi nei sei punti di fissaggio della struttura, vincolando così la struttura in tutti i sei gradi di libertà.
- **Incollaggio superficie:** La parte superiore e inferiore sono poste in contatto tramite un incollaggio (in giallo in fig.4.26). Seppur la soluzione più aderente alla realtà sarebbe stata quella del normale contatto tra superfici. Si è deciso di optare, in prima analisi, per un incollaggio in quanto questo permette di poter continuare ad utilizzare un solutore lineare e allo stesso tempo di contenere i costi computazionali. È giusto però evidenziare che questa soluzione è meno conservativa e potrebbe non essere sufficiente a descrivere il comportamento del sistema in modo corretto.

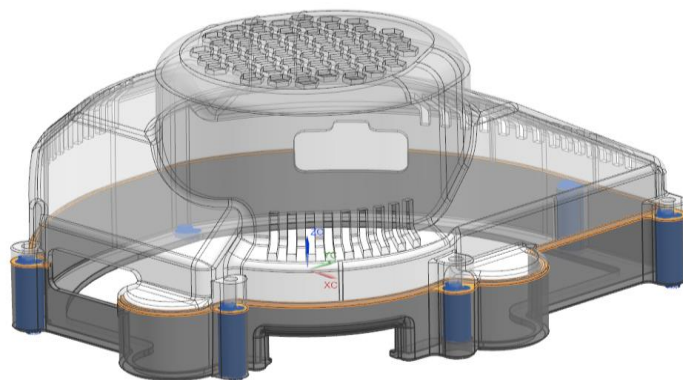


Fig. 4.28 condizioni al contorno per la soluzione in due componenti.

Vengono quindi ripetute le simulazioni modali mediante SOL103.

4.7.3 Analisi risultati

I primi 20 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze

Modo	Freq. [Hz]
1	633,33
2	807,13
3	1041
4	1057
5	1161
6	1240
7	1278
8	1389
9	1432
10	1465
11	1494
12	1628
13	1705
14	1751
15	1774
16	1897
17	1972
18	1987
19	2005
20	2028

Tab. 4.16 Modi di vibrare della prp a due componenti

4.7.4 Model Effective Mass

I risultati della modal effective mass analysis sono riassunti in tabella:

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	633,33	2,52E-02	37%	1,51E-02	26%	6,34E-03	14%	4,47E+01	19%	8,33E+01	34%	2,85E+00	2%	131%
2	807,13	1,51E-06	0%	1,67E-03	3%	1,59E-02	34%	8,30E+00	4%	3,37E+01	14%	1,34E+00	1%	55%
3	1041,35	5,88E-03	9%	8,32E-04	1%	3,20E-04	1%	2,46E-02	0%	2,46E+01	10%	4,10E+00	3%	23%
4	1057,34	2,23E-02	33%	2,17E-02	37%	1,29E-03	3%	8,32E+01	36%	1,08E+01	4%	5,34E+01	34%	148%
5	1160,79	1,60E-04	0%	7,54E-04	1%	7,89E-05	0%	5,52E+00	2%	3,01E+00	1%	6,51E+00	4%	10%
6	1240,02	8,44E-04	1%	1,44E-03	2%	3,27E-03	7%	4,12E+01	18%	2,60E-01	0%	1,37E+01	9%	38%
7	1277,90	8,13E-03	12%	1,07E-03	2%	2,00E-03	4%	1,20E+00	1%	1,82E+01	7%	2,64E+00	2%	28%
8	1389,25	1,16E-04	0%	2,43E-03	4%	5,66E-04	1%	1,71E+00	1%	5,86E+00	2%	8,48E+00	5%	14%
9	1431,82	8,42E-04	1%	9,85E-04	2%	1,10E-05	0%	6,46E+00	3%	4,52E+00	2%	5,51E+00	4%	11%
10	1465,32	1,03E-04	0%	8,30E-03	14%	4,66E-04	1%	1,38E+01	6%	6,44E+00	3%	5,68E-01	0%	24%
11	1494,24	1,66E-05	0%	1,20E-04	0%	1,04E-05	0%	9,79E+00	4%	1,49E+00	1%	2,15E+01	14%	19%
12	1627,59	4,53E-05	0%	6,07E-04	1%	2,93E-05	0%	6,42E-01	0%	2,04E+00	1%	8,13E-01	1%	3%
13	1705,04	7,62E-04	1%	6,67E-05	0%	1,80E-03	4%	6,31E-01	0%	3,47E-01	0%	7,04E+00	5%	10%
14	1750,90	7,64E-06	0%	1,13E-04	0%	2,80E-04	1%	9,57E-02	0%	1,05E+01	4%	3,93E-02	0%	5%
15	1774,05	4,15E-06	0%	9,97E-05	0%	1,96E-04	0%	3,91E-02	0%	5,85E+00	2%	5,40E+00	3%	6%
16	1897,08	1,59E-03	2%	1,12E-03	2%	8,51E-03	18%	8,05E-01	0%	1,75E-01	0%	3,38E+00	2%	25%
17	1971,71	5,98E-05	0%	1,28E-04	0%	2,09E-03	4%	1,17E+00	1%	1,48E-01	0%	1,23E+00	1%	6%
18	1986,76	8,17E-04	1%	3,22E-05	0%	2,87E-03	6%	3,28E+00	1%	1,34E-04	0%	1,23E-01	0%	9%
19	2004,67	6,90E-04	1%	3,90E-04	1%	1,63E-04	0%	3,79E+00	2%	3,49E+01	14%	6,58E+00	4%	22%
20	2028,36	9,35E-04	1%	8,95E-04	2%	4,23E-04	1%	4,28E+00	2%	2,14E+00	1%	9,89E+00	6%	13%
TOTAL		6,85E-02		5,79E-02		4,67E-02		2,31E+02		2,48E+02		1,55E+02		

Tab. 4.17 Modi di vibrare della prp a due componenti

Si deduce che le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 1,2 e 4. Dove:

- le modali 1 e 4 sono quelle che contribuiscono maggiormente agli spostamenti in direzione x e y .
- La modale 2 ha la maggiore influenza sugli spostamenti in direzione z .

Mentre i modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono 1 e 4. Con:

- modale 1 influenza le rotazioni intorno all'asse y .
- modale 4 caratterizzata da una combinazione di due rotazioni attorno agli assi x e z , con risultante uguale in modulo, direzione, ma con verso opposto.

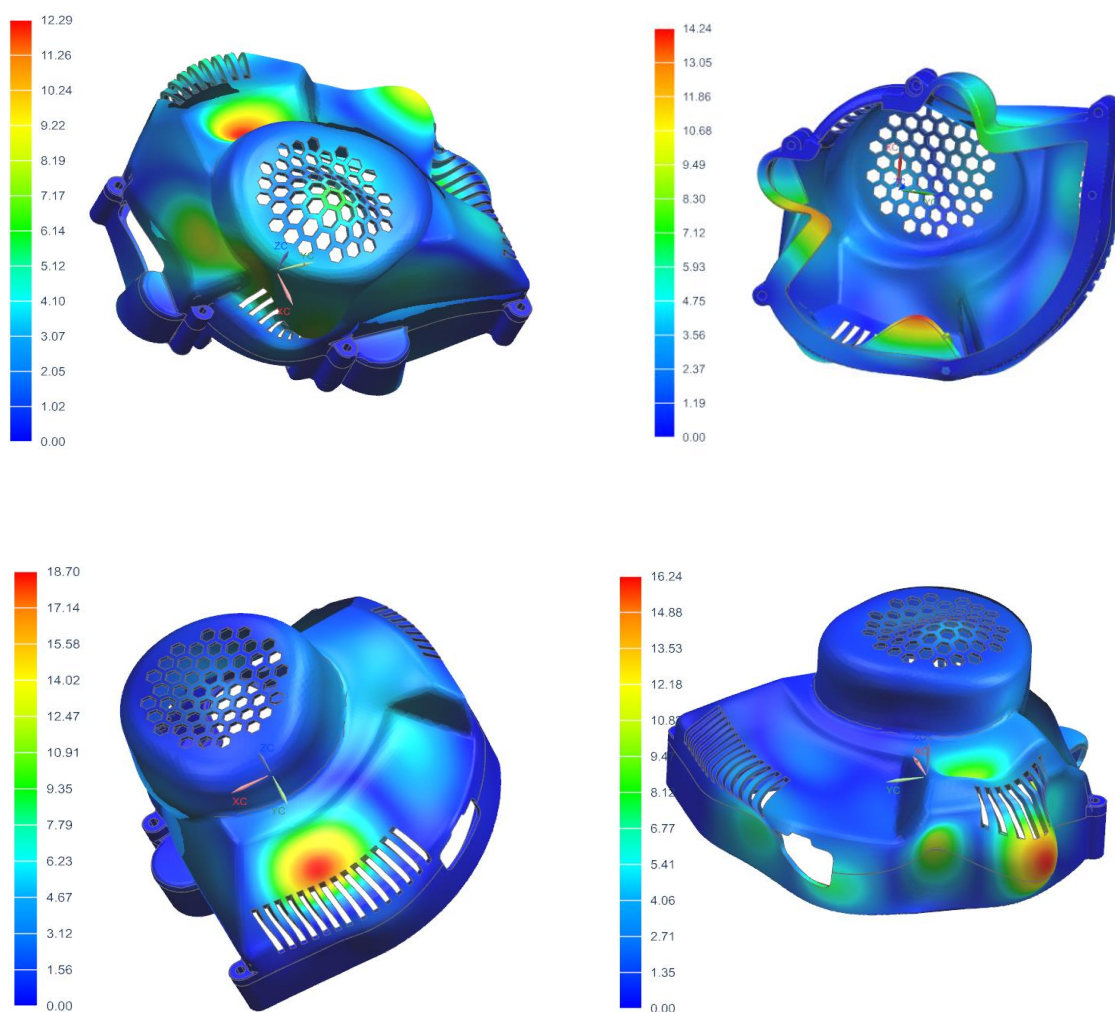


Fig. 4.29 modali critiche della soluzione con doppio componente

4.7.5 Scelta della configurazione finale

Entrambe le soluzioni proposte, caratterizzate dall'allungamento della protezione e fissate sulla coclea, mostrano un totale di 20 modi di vibrare. Tuttavia, un'analisi più approfondita ha rivelato che la prima soluzione, nonostante il rinforzo nella parte inferiore, presenta ancora oscillazioni significative intorno alla frequenza di 1800 Hz. Questo potrebbe portare a problematiche legate alle vibrazioni indesiderate, che possono influenzare negativamente le prestazioni e la longevità del sistema. D'altra parte, la seconda soluzione, costituita da due parti distinte, non mostra oscillazioni problematiche intorno a 1800 Hz, rendendola più stabile e meno incline a generare vibrazioni dannose. La configurazione a due pezzi sembra quindi più efficace nel ridurre le vibrazioni indesiderate e migliorare la stabilità complessiva del sistema.

Oltre ai benefici in termini di vibrazioni, la scelta della seconda soluzione è stata ulteriormente supportata da considerazioni pratiche legate ai processi produttivi. Questa offre vantaggi significativi durante le fasi di collaudo e assemblaggio, facilitando la manipolazione e il montaggio delle componenti. Questa configurazione consente una maggiore flessibilità durante il processo di produzione e può contribuire a ridurre i tempi e i costi di assemblaggio, migliorando l'efficienza complessiva della produzione.

4.8 Clip

Per la soluzione composta da due pezzi, è essenziale verificare che sia garantita la resistenza strutturale dei componenti e il giusto montaggio delle due parti. A tal fine, vengono utilizzate delle clip per mantenere unite le due sezioni. È stata quindi condotta un'analisi approfondita per studiare il comportamento della struttura. In particolare, è stata posta attenzione allo studio della fase di assemblaggio, conducendo un'analisi sia lineare che non lineare.

L'analisi lineare considera che le proprietà meccaniche dei materiali rimangano costanti sotto carico, fornendo una valutazione preliminare delle prestazioni della protezione. In particolare, viene analizzato solo il comportamento elastico del materiale. Questa analisi aiuta a identificare i punti di tensione e le aree critiche dove si concentrano gli sforzi durante le fasi di montaggio. In più, consente di valutare il modello scelto attraverso una simulazione poco onerosa dal punto di vista computazionale.

Tuttavia, per una valutazione più realistica e completa, è stata eseguita anche un'analisi che include il comportamento non lineare del materiale. Questo tipo di analisi tiene conto delle variazioni nelle proprietà meccaniche dei materiali sotto diversi livelli di carico e deformazione. I materiali non lineari possono mostrare comportamenti come l'elasticità non lineare, la plasticità e l'isteresi, che sono cruciali per capire come la protezione reagirà sotto condizioni operative reali e variabili. Per fare ciò sono state utilizzate le curve σ - ϵ derivate sperimentalmente dall'azienda fornitrice del materiale plastico.

La combinazione di queste due analisi permette di ottenere una visione d'insieme dettagliata, permettendo di valutare se il design scelto si adatti alle tecniche di montaggio adottate in linea di produzione. Allo stesso tempo, permette di prevenire concentrazioni di stress e deformazioni che potrebbero portare alla nascita di difetti o cricche, i quali, a loro volta, potrebbero portare a rottura i componenti durante la vita del prodotto.

Verifica strutturale dei montaggi

4.8.1 Modello FEM e scelta del materiale

Al fine di ridurre i costi di computazionali, non sono state simulate tutte le parti della protezione nella loro interezza, ma solo un'area limitata attorno alla clip di montaggio. Questo approccio ha permesso di focalizzare l'analisi sulle zone critiche, mantenendo l'efficacia della simulazione senza allungare eccessivamente i tempi di progettazione. Le geometrie simulate sono quindi mostrate in fig. 4.30.

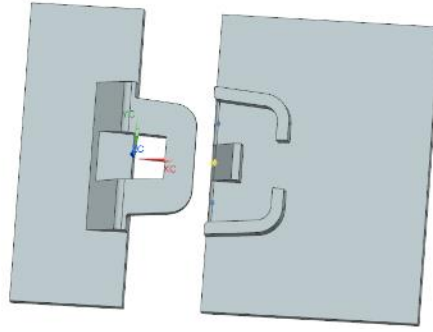


Fig. 4.30 Geometria clip di assemblaggio della protezione elettronica

Il criterio utilizzato per costruire la mesh segue quello impiegato nelle simulazioni precedenti. Avendo ridotto notevolmente i volumi geometrici da simulare, è stato possibile infittire la griglia di simulazione nei punti più critici nel modello. In particolare, si è prestata attenzione alle zone in cui verranno successivamente assegnati i contatti, dove è preferibile avere griglie simili ed omogenee tra i due componenti, e nei punti che presentavano particolari curvature. In più. L'aver eseguito prima una simulazione lineare, ha permesso di infittire la mesh là dove erano evidenti concentrazioni di tensioni. In tabella sono riportati i valori impostati per la generazione della mesh.

Mesh information		Parte verde	Parte rossa
Element size	[mm]	2	2
Surface maximum growth rate	[-]	1.3	1.1
Surface curvature based size variation	[%]	50	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05	1.05
Type of mesh		3D	3D
Number of elements in the mesh		16407	24477
Number of nodes in the mesh		25829	39464
Tetra10 elements		16407	24477

Tab.4.15 Mesh information clip

Il risultato ottenuto è mostrato in fig. 4.31.

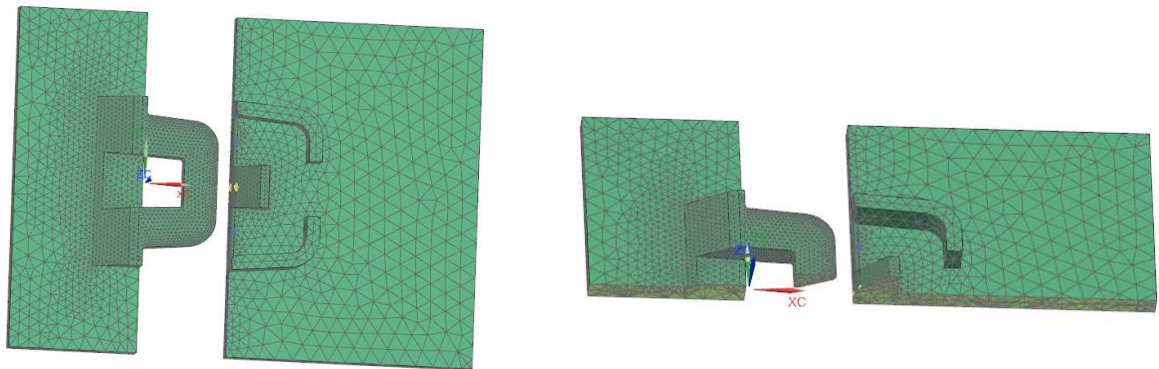


Fig. 4.31 Mesh 3D della clip

Il materiale utilizzato è il Latamid 6S/30, lo stesso utilizzato nelle simulazioni precedenti. Tuttavia, a differenza delle precedenti, in questo caso è stata caricata la curva sforzo-deformazione del materiale ottenuta sperimentalmente.

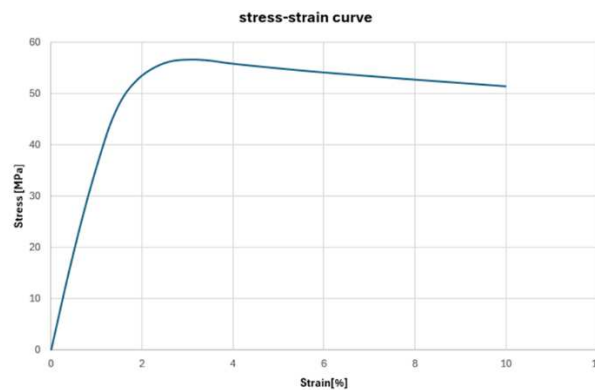


Fig. 4.32 curva sforzo-deformazione per il latamid 6S/30

4.8.2 Analisi non lineare

Come già detto in precedenza viene eseguita prima l'analisi lineare. Da questa, è emerso che in alcuni punti specifici del modello, i valori di tensione superavano di gran lunga il valore della tensione di snervamento del materiale. Questo risultato indicava che il materiale avrebbe iniziato a deformarsi plasticamente sotto quei carichi, rendendo l'analisi lineare insufficiente per prevedere accuratamente il comportamento reale del materiale.

Di fronte a queste evidenze, è stato necessario approfondire lo studio del comportamento plastico del materiale. La fase successiva è consistita nell'eseguire un'analisi non lineare, che tiene conto delle deformazioni plastiche e dei cambiamenti nelle proprietà del materiale sotto carichi elevati. L'analisi non lineare è più complessa e richiede modelli matematici avanzati

per rappresentare accuratamente la risposta del materiale alle sollecitazioni, ma è fondamentale per ottenere risultati realistici e utili per la progettazione.

Quest'ultima permette di comprendere meglio come il materiale si comporterà in condizioni di carico estremo, prevedendo fenomeni come l'accumulo di deformazioni permanenti e la possibilità di cedimenti strutturali. Inoltre, consente di valutare la sicurezza e la durata del componente in modo più preciso rispetto all'analisi lineare.

Vengono imposte le seguenti condizioni al contorno per l'analisi strutturale:

- **Vincoli rigidi:** Il componente A (vedi fig. 4.33) è stato completamente vincolato, bloccando tutti e sei i gradi di libertà. Questo significa che non può traslare lungo gli assi x, y, e z, né ruotare intorno a questi assi. Tale approccio garantisce che il componente A rimanga fisso durante l'intera simulazione, fornendo un punto di riferimento stabile per l'intera struttura. Il componente B è stato vincolato in modo più selettivo, è stato bloccato lungo l'asse y e lungo l'asse z, consentendogli di muoversi solo lungo l'asse x. Questa configurazione permette al componente B di traslare orizzontalmente. Tale impostazione è cruciale per assicurare che i risultati dell'analisi strutturale siano realistici e rappresentativi del comportamento effettivo della struttura durante l'assemblaggio.
- **Contatti:** Sono stati definiti contatti specifici tra le parti della struttura, simulando le interazioni tra le superfici delle due sezioni unite da una clip. Questi contatti sono fondamentali per modellare accuratamente come le parti della struttura interagiscono tra loro sotto carico. La Figura 4.33 mette in evidenza le superfici che raggiungono prima il contatto, mostrando chiaramente le aree di interazione tra i componenti, in questo caso è stato imposto il doppio contatto per facilitare la convergenza. Impostare un doppio contatto significa imporre il contatto tra le stesse superfici ma con versore normale opposto. La Figura 4.34, invece, illustra le parti specifiche che entrano in contatto garantendo convergenza durante la simulazione.
- **Spostamento:** è stato forzato lo spostamento del componente B verso il componente A seguendo una sequenza di tre step distinti. Questo movimento è stato definito facilitare la convergenza, per riflettere la progressione graduale del carico applicato, permettendo di osservare il comportamento dinamico della struttura durante l'interazione valutando l'evoluzione delle tensioni nei punti più critici della geometria. Durante ciascuno dei tre step, il componente B avanza progressivamente verso il componente A, simulando con precisione le condizioni operative reali e le forze in gioco. Questa suddivisione in step facilita l'analisi dettagliata dei contatti e dei vincoli, permettendo di valutare in modo preciso come le forze si distribuiscono e come le deformazioni si sviluppano nel tempo. Il carico viene applicato gradualmente per facilitare la convergenza della simulazione.

Row ID	Time (s)	Length (mm)
1	0	0
2	1	10
3	1.2	10.2

Tab.4.16 Spostamento in tre step

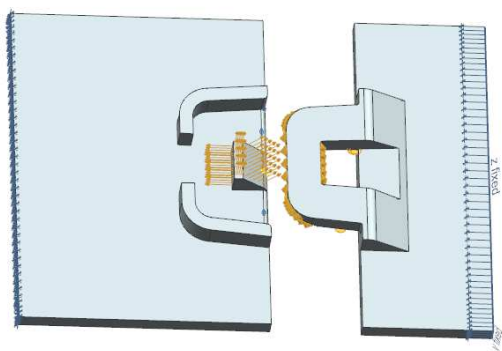


Fig. 4.33 a sinistra il componente A a destra il componente B

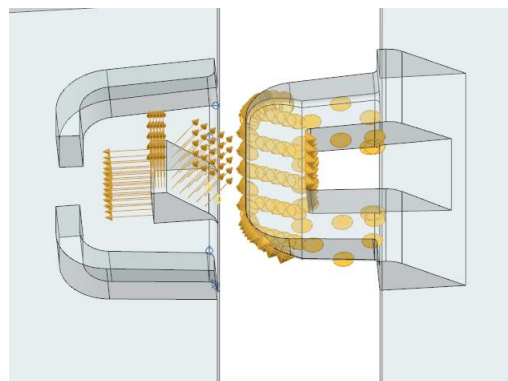


Fig. 4.34 Superfici che entrano in contatto

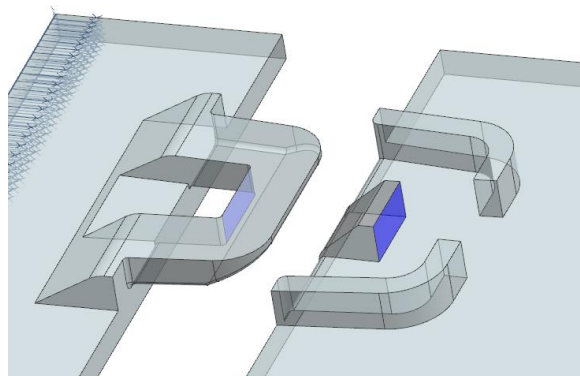
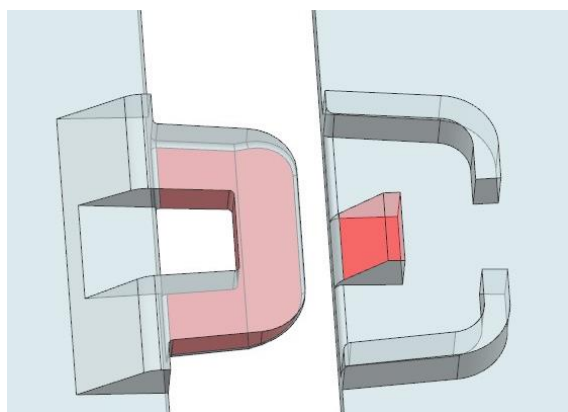


Fig. 4.35 Doppio contatto tra le superfici

Vengono quindi utilizzati il *SOL 101 Linear Statics - Global Constraints*, per l'analisi lineare, e il *SOL 402 Multi-Step Nonlinear Kinematics*, per l'analisi non-lineare.

4.8.3 Analisi risultati

Nelle pagine sottostanti sono mostrati gli spostamenti nei vari step della simulazione. Questo è importante per verificare che i vincoli siano impostati correttamente e che non ci sia compenetrazione tra i corpi. Tale verifica è cruciale perché la presenza di compenetrazione potrebbe portare a valori di tensione non corretti e frutto di errori numerici.

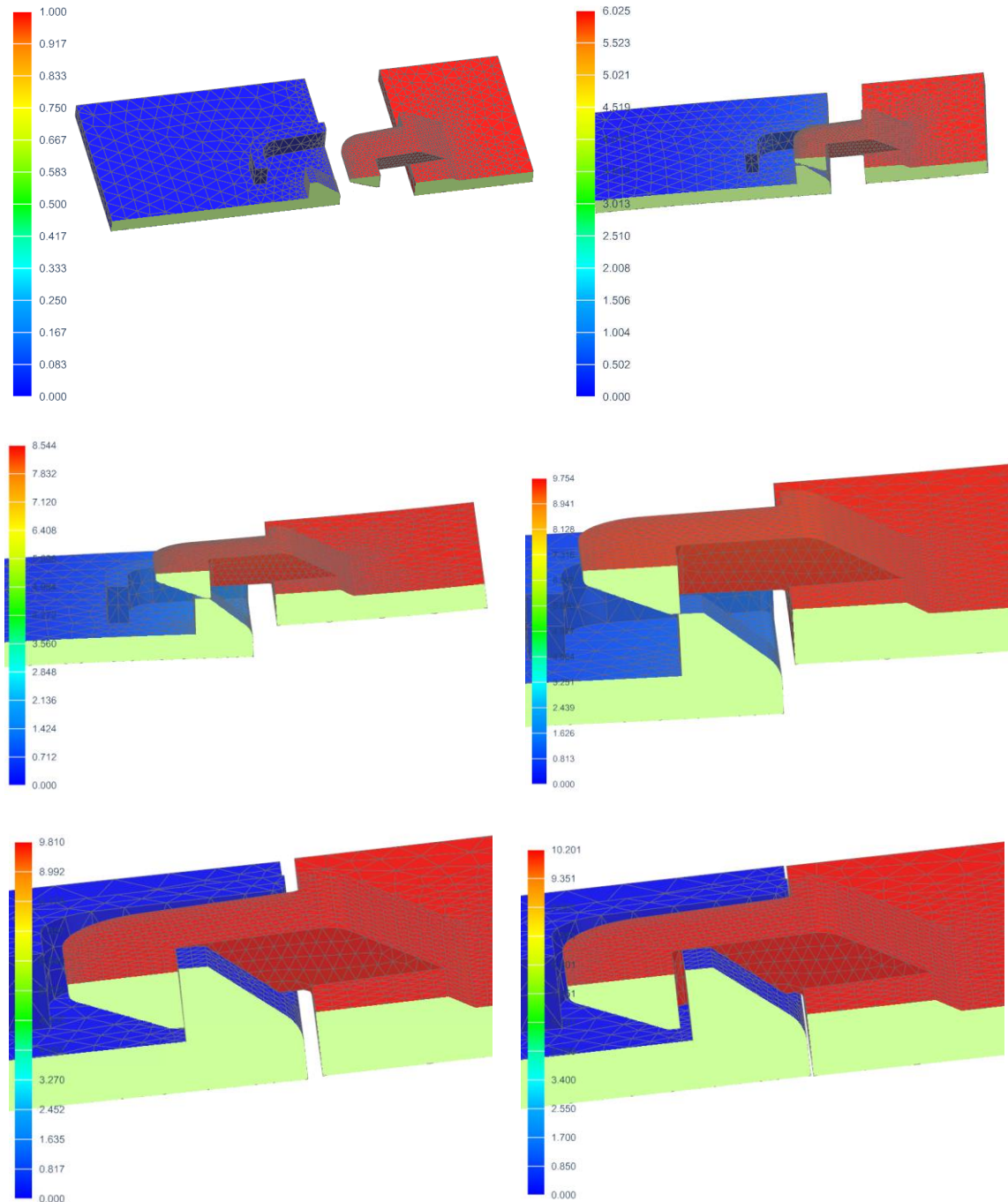


Fig. 4.36 spostamenti nei vari step della simulazione non lineare

Nelle immagini sottostanti vengono riportate le zone con le maggiori concentrazioni di stress. Si nota che le aree di maggiore tensione sono situate alla base, dove è applicato il vincolo, e nella parte sporgente della clip. Questo ci guida ad analizzare con maggior dettaglio i punti di giunzione tra la parte sospesa e la restante parte della clip.

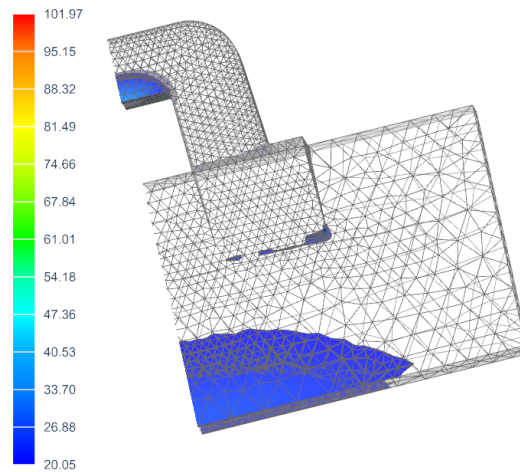
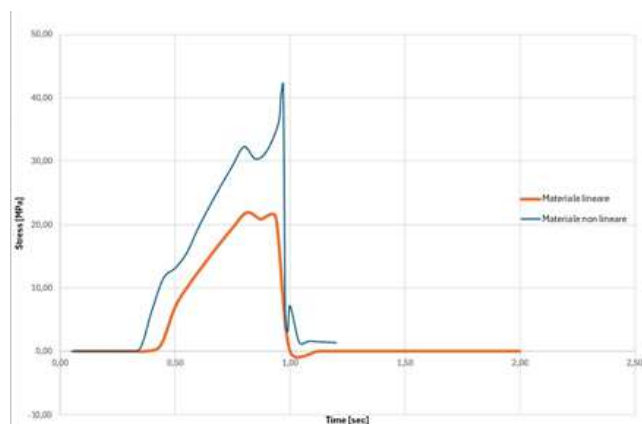
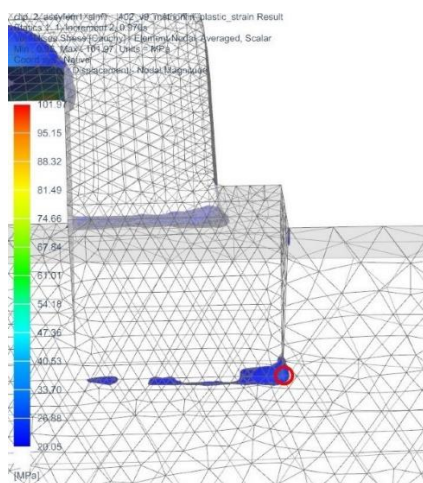


Fig. 4.37 Zone con maggiori concentrazioni di tensione sulla clip

In particolare, si individuano tre punti critici sulla clip, i quali vengono analizzati confrontando i valori di tensione ottenuti sia con le simulazioni lineari che con quelle non lineari. Questo confronto conferma la necessità di eseguire un'analisi non lineare e, allo stesso tempo, mostra come in quei punti si ottengano valori di tensione che sono al di sotto dei valori di snervamento del materiale. Ciò verifica che l'assemblaggio è possibile senza danneggiare la struttura e che non risulteranno presenti deformazioni plastiche nella zona delle clip.



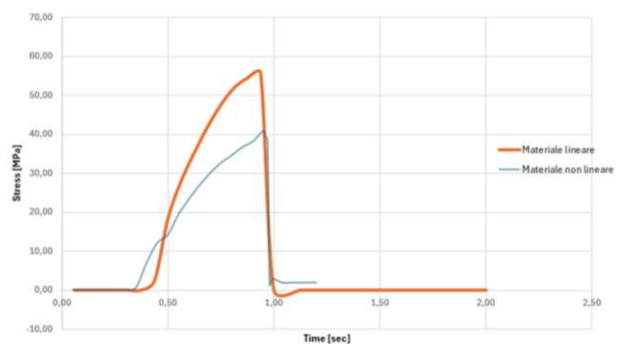
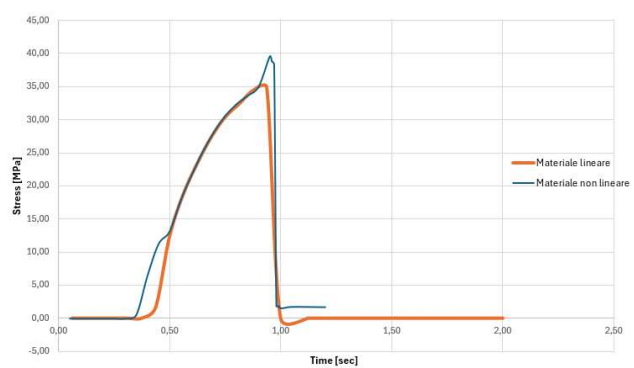


Fig. 4.38 Analisi lineare e non lineare per le tensioni sui tre punti più critici della geometria

4.9 Ventolina di raffreddamento

Come per i componenti precedenti, è stato condotto uno studio modale anche sulla ventolina di raffreddamento, che ha il compito di raffreddare il motore e la scheda elettronica. In questo caso è eseguita anche un'analisi statica lineare, per valutare eventuali spostamenti della ventolina verso gli altri componenti del ventilatore. Questo per verificare che non ci siano eventuali contatti o strisciamenti che potrebbero essere fonte di rumore o rotture.



Fig. 4.39 Ventolina di raffreddamento

4.9.1 Modello FEM e scelta del materiale

Al fine di ottenere un'analisi descrittiva del comportamento della ventolina, solo quest'ultima è modellata interamente tramite un corpo 3D, mentre gli altri componenti, come viti e fori di fissaggio, sono stati modellati mediante componenti semplificati e vincoli definiti dal software. Questo approccio semplifica la modellazione complessiva e riduce il tempo di calcolo, mantenendo comunque l'accuratezza necessaria per l'analisi delle vibrazioni.

Il materiale scelto per la ventolina è il latamid 66 H2 G/25-V0KB1, un tipo di poliammide rinforzata con fibre di vetro. Questo materiale presenta le seguenti caratteristiche:

- Densità $\rho = 1320 \text{ Kg/m}^3$;
- Modulo Elastico $E = 8400 \text{ Mpa}$;

Dovendo eseguire un'analisi di tipo lineare sono sufficienti queste informazioni sul materiale

Discretizzazione della geometria

Viene quindi costruita una mesh tridimensionale, mediante elementi tetra10, ovvero elementi solidi tetraedrici caratterizzati da 10 nodi per ogni cella della mesh e che permettono una discretizzazione al secondo ordine del problema.

Al fine di costruire una mesh dettagliata, e che non presentasse errori là dove sono presenti componenti di dimensioni minori, raggiature o spigoli vivi, sono state costruite da prima

mesh 2D in alcuni punti critici della geometria. Queste ultime risultano non abilitate al calcolo, ma vengono esclusivamente utilizzate dal software per la costruzione di una mesh 3D adeguata.

I parametri scelti e i risultati ottenuti sono racchiusi nella seguente tabella:

Mesh information		Parte verde
Element size	[mm]	2
Surface maximum growth rate	[-]	1.3
Surface curvature based size variation	[%]	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05
Type of mesh		3D
Number of elements in the mesh		262897
Number of nodes in the mesh		452737
Tetra10 elements		262897

Tab.4.17 Mesh information ventolina

Nella fig.4. è riportata la mesh ottenuta con i parametri impostati. Questa presenterà 262897 elementi di tipo tetra10 a cui sono associati 25829 nodi di calcolo.

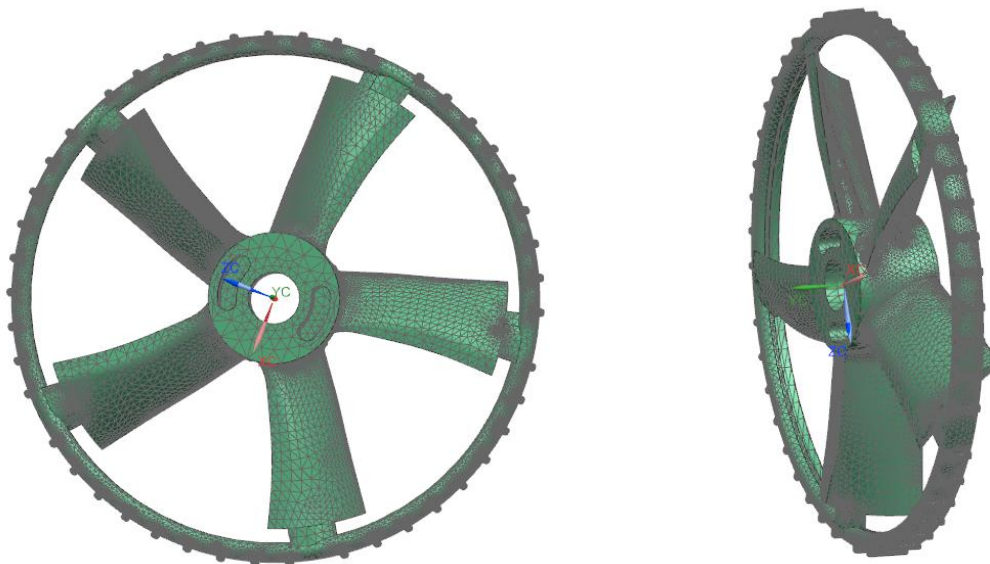


Fig. 4.40 Mesh 3D ventolina di raffreddamento

4.9.2 Analisi modale

L'analisi modale permette di identificare le frequenze proprie dei componenti del ventilatore e verificarne la coincidenza con le frequenze di funzionamento, eventuali sorgenti di vibrazione e le relative armoniche. Questa analisi è fondamentale per prevenire la nascita di risonanze durante l'uso del ventilatore, che potrebbero causare danni strutturali, rotture e la generazione di rumore vibro-acustico.

Per eseguire l'analisi modale, sono state imposte le seguenti condizioni al contorno:

- **Vicolo rigido:** È stato posto un vincolo rigido nel punto di fissaggio della struttura, questo tipo di vincolo blocca i sei gradi di libertà assicurando che la struttura del ventilatore sia correttamente ancorata e che i risultati dell'analisi modale riflettano le reali condizioni operative del sistema. Tale vincolo simula la presenza delle viti di fissaggio e dei relativi fori. Questi sono evidenziati in blu nella fig. 4.41.

L'analisi modale fornirà un set di frequenze proprie e le corrispondenti forme modali. Questi risultati saranno utilizzati per verificare se le frequenze proprie coincidono con le frequenze di funzionamento e le loro armoniche. In caso di coincidenza, si procederà con la progettazione di interventi per mitigare il rischio di risonanza. È importante andare a valutare anche visivamente gli autovettori associati agli autovalori risultanti, in quanto permettono di indentificare le modifiche geometriche e progettuali necessarie alla rimozione di tali modi di vibrare.



Fig. 4.41 Vincoli applicati alla simulazione modale per la ventolina di raffreddamento

L'analisi modale del ventilatore è stata eseguita utilizzando il solutore NASTRAN, selezionando il modulo SOL 103 Real Eigenvalues. Questo solutore, di tipo lineare, è

progettato per calcolare le frequenze proprie (autovalori reali) e le forme modali di strutture complesse, consentendo una valutazione precisa delle potenziali risonanze.

L'analisi modale con SOL 103 Real Eigenvalues fornirà:

- **Frequenze relative ai modi propri di vibrare:** Un elenco delle frequenze a cui il componente studiato può vibrare naturalmente.
- **Forme Modali:** Descrizioni delle modalità di vibrazione corrispondenti a ciascuna frequenza propria.

Lo scopo di questa simulazione è l'identificazione della coincidenza tra le frequenze proprie e le frequenze operative del ventilatore e delle sue armoniche.

4.9.3 Analisi risultati

I 5 modi di vibrazione sono caratterizzati dalle seguenti frequenze

Modo	Freq. [Hz]
1	795.10
2	1846
3	1869
4	1895
5	1907

Tab. 4.18 Modi di vibrare della ventolina

4.9.4 Model Effective Mass

Alla normale analisi modale è anche associata un'analisi "Modal Effective Mass". Questo è uno studio pesato dei modi di vibrare legato all'energia e consente di valutare quali modi di vibrare hanno un impatto maggiore sulle vibrazioni della struttura del ventilatore. Questa analisi è fondamentale per identificare le modalità più rilevanti e comprendere il contributo di ciascun modo alle vibrazioni nelle direzioni traslazionali e rotazionali. Nello specifico si hanno:

- **Traslazioni:** Le masse modali effettive nelle direzioni T1-x, T2-y, T3-z indicano quanto ciascun modo di vibrazione contribuisce alle traslazioni della struttura lungo gli assi x, y e z. Un valore più alto indica un contributo maggiore.
- **Rotazioni:** Le masse modali effettive nelle rotazioni intorno agli assi R1-x, R2-y, R3-z indicano l'impatto di ciascun modo di vibrazione sulle rotazioni della struttura intorno agli assi x, y e z. Valori più elevati rappresentano un contributo maggiore alle rotazioni.

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	7,95E+02	3,06E-10	0%	6,86E-04	99%	1,12E-08	0%	8,59E-06	0%	6,54E-01	100%	3,39E-05	0%	199%
2	1,85E+03	1,85E-04	76%	2,72E-07	0%	6,37E-06	2%	2,70E-01	63%	1,07E-04	0%	9,58E-02	23%	163%
3	1,87E+03	4,66E-07	0%	3,38E-06	0%	1,01E-04	38%	2,45E-02	6%	8,52E-04	0%	1,71E-01	40%	85%
4	1,89E+03	4,56E-05	19%	2,15E-07	0%	1,18E-06	0%	4,32E-02	10%	3,19E-05	0%	1,45E-02	3%	32%
5	1,91E+03	1,41E-05	6%	4,61E-07	0%	1,58E-04	59%	9,34E-02	22%	2,54E-04	0%	1,43E-01	34%	121%
TOTAL		2,46E-04		6,90E-04		2,66E-04		4,31E-01		6,56E-01		4,25E-01		

Tab. 4.19 Modi di vibrare della ventolina

Dalla *Tabella* si deduce che le modali che incidono maggiormente sulle traslazioni sono le 1, 2 e 5. Nello specifico:

- la modale 1 è quelle che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione y .
- la modale 2 è quelle che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione x
- la modale 5 è quelle che contribuisce maggiormente agli spostamenti in direzione z .

Mentre i modali che incidono maggiormente sulle rotazioni sono 1,2 e 3. In particolare:

- la modale 1 influenza le rotazioni intorno all'asse y .
- La modale 2 influenza le rotazioni attorno all'asse x .
- La modale 3 influenza le rotazioni attorno all'asse z .

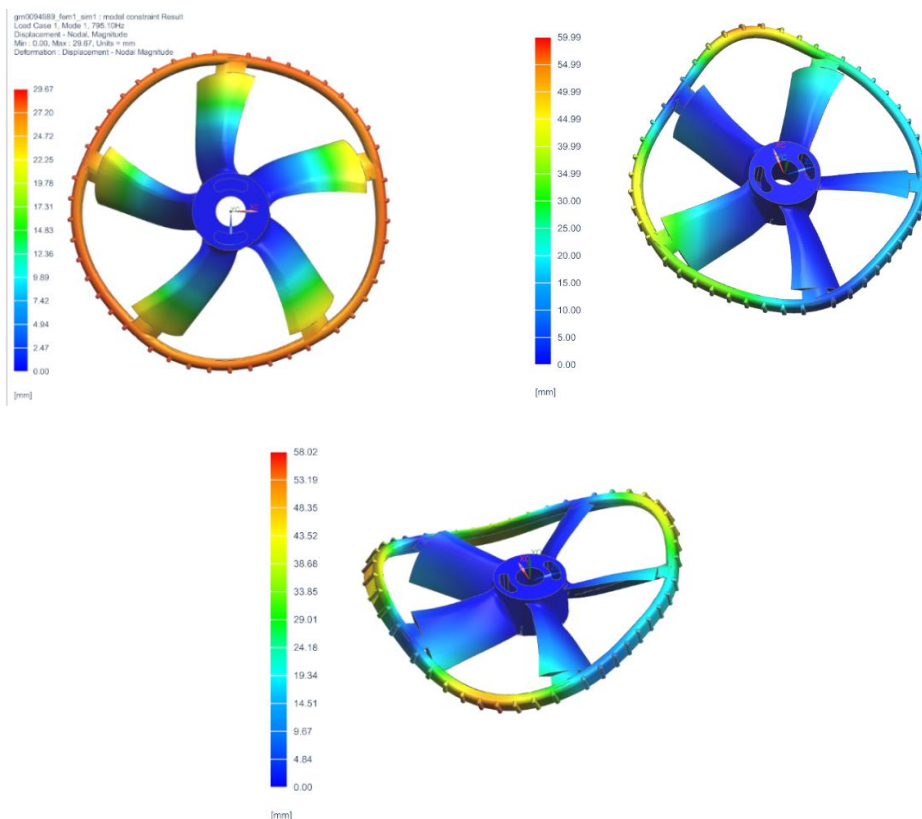


Fig. 4.42 Principali modi di vibrare della ventolina

L'analisi modale ha evidenziato come la ventolina di raffreddamento sia caratterizzata da ben 4 modi di vibrare nell'intorno compreso tra i 1800 Hz e 2000 Hz, zona in cui sperimentalmente sono state evidenziate le risonanze del ventilatore. Questo suggerisce che anche questo componente necessita di una re-design al fine di eliminare le risonanze e ridurre il rumore emesso dal prodotto.

4.9.5 Analisi statica

L'analisi statica permette di valutare se la struttura è in grado di sopportare il carico centrifugo a cui la girante è sottoposta durante la rotazione. Allo stesso tempo si valutano quindi gli spostamenti e la direzione di questi ultimi. Per questo vengono imposte le seguenti condizioni al contorno:

- **Vincolo:** viene posto un vincolo rigido nel punto di fissaggio della girante sull'albero del motore (in blu in fig.);
- **Rotazione:** viene posta una rotazione nel senso orario pari a 12000rpm (in rosso in fig.).

Vengono quindi valutati lo spostamento massimo nodale e le tensioni secondo il modello di *Von-Mises*. La simulazione è svolta utilizzando il solutore *SOL 101 Linear Statics - Global Constraints*, quindi eseguendo un'analisi di tipo lineare.

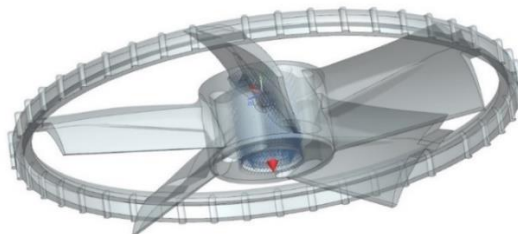


Fig. 4.43 Condizioni al contorno per la simulazione statica sulla ventolina di raffreddamento

4.9.5 Risultati Analisi statica

I risultati ottenuti mostrano come la maggior parte degli sforzi si concentrino nei punti di raccordo tra le pale e le restanti parti della ventolina, ovvero mozzo e anello esterno. Questo è collegabile sia alla tipologia di carico applicato, sia al cambio di spessore della geometria in quei punti, con la presenza di spigoli e raggiature caratterizzate da raggi di curvatura molto piccoli. In tutti questi casi però i valori di tensione sono comunque lontani da quelli di snervamento e rottura (valore massimo nei punti critici: 4.348 MPa).

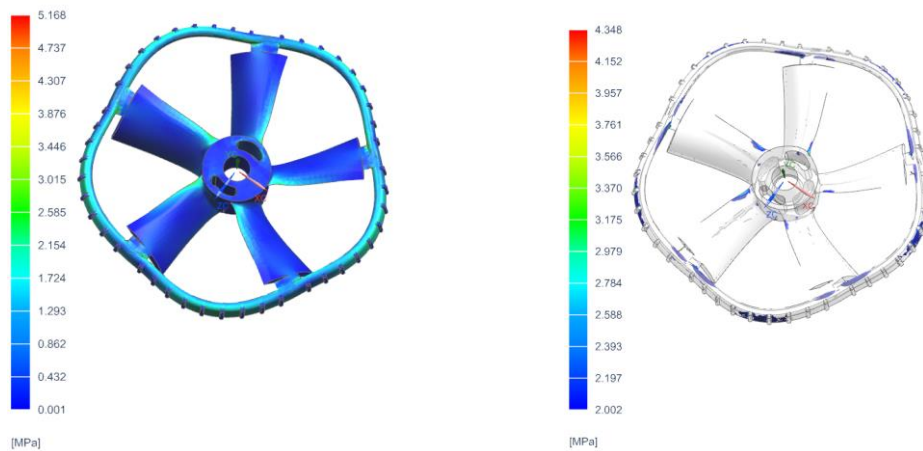


Fig. 4.44 Tensioni lungo la ventolina di raffreddamento

Allo stesso modo vengono analizzati gli spostamenti. Come si può notare questi sono prevalentemente concentrati in direzione assiale (valore massimo: 0.012 mm). Anche in questo caso i valori ottenuti sono bassi e non lasciano pensare a contatti con altri componenti del ventilatore.

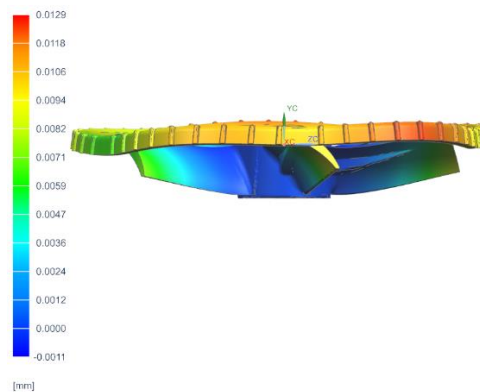


Fig. 4.45 Spostamento lungo y

4.10 Nuova ventolina

A seguito delle considerazioni appena effettuate, è stata valutata una nuova soluzione per la ventolina di raffreddamento. In particolare, si nota in fig. (), come sia stato introdotto un secondo anello intermedio al fine di limitare la possibilità di vibrare da parte delle pale. In questo caso, al contrario di quanto detto per la girante posta all'interno della coclea, le performance aerodinamiche della ventolina non risultano particolarmente impattanti su quelle del prodotto finale. Per questo motivo è stata possibile una modifica massiva della geometria, che ha impattato anche la forma delle pale stesse, le quali risultano più spesse.

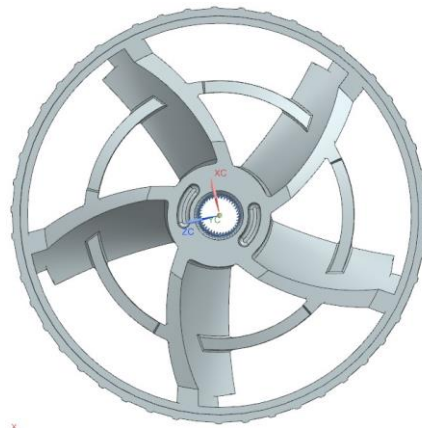


Fig. 4.46 Nuova ventolina di raffreddamento

Viene quindi ripetuto lo stesso studio agli elementi finiti al fine di valutare la bontà della nuova geometria.

4.10.1 Modello FEM e scelta del materiale

La tipologia di mesh e il materiale scelto sono uguali a quanto già visto nel caso precedente. La scelta di non variare queste impostazioni deriva da:

- **Solidità del modello utilizzato.** Il modello costruito per la geometria di partenza ha mostrato un'ottima corrispondenza con i valori sperimentali.
- **Valutazione della sola influenza della geometria.** Si vuole valutare la sola geometria sui risultati finali. La variazione della tipologia di mesh o del materiale introdurrebbe nuove variabili che potrebbero falsare i risultati. In più, la scelta del materiale è legata anche a specifiche richieste derivanti da normative, relative alla tipologia di prodotto, certificazioni richieste dai clienti finali e caratteristiche di impiego in applicazione.

I parametri in input e i dati relativi alla mesh finale sono racchiusi nella tabella sottostante. Mentre la mesh finale è mostrata in fig. 4.47.

Mesh information		
Element size	[mm]	1
Surface maximum growth rate	[-]	1.3
Surface curvature based size variation	[%]	50
Internal mesh graduation	[-]	1.05
Type of mesh		3D
Number of elements in the mesh		373719
Number of nodes in the mesh		632151
Tetra10 elements		373719

Tab.4.20 Mesh information ventolina nuova

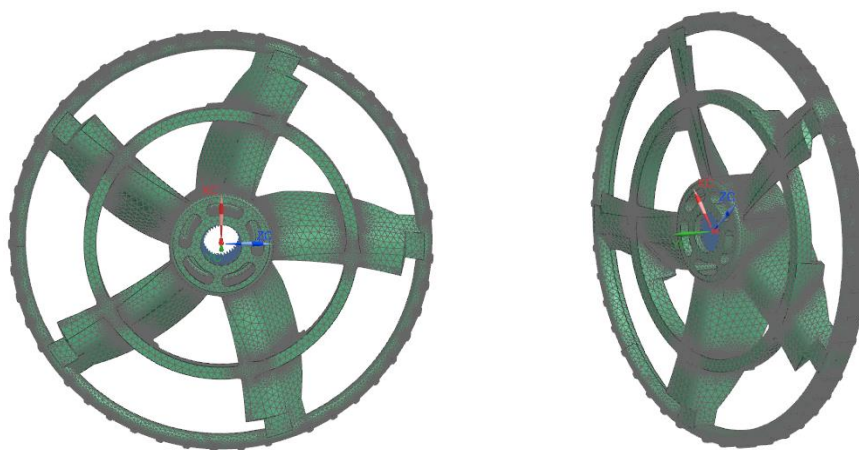


Fig. 4.47 mesh nuova ventolina di raffreddamento

4.10.2 Analisi modale

Come per il caso precedente le condizioni al contorno consistono in:

Vicolo rigido: È stato posto un vincolo rigido nel punto di fissaggio della struttura, questo tipo di vincolo blocca i sei gradi di libertà assicurando che la struttura del ventilatore sia correttamente ancorata e che i risultati dell'analisi modale riflettano le reali condizioni operative del sistema. Tale vincolo simula la presenza dell'albero sui cui la ventolina è calettata con interferenza. Questi sono evidenziati in blu nella fig. 4.10.

Viene quindi eseguita un'analisi lineare agli autovalori, tramite solutore NASTRAN, scegliendo una soluzione di tipo *SOL 103 Real Eigenvalues*. Questa è ancora accompagnata da uno studio pesato dell'energia associata ai modi di vibrazione.

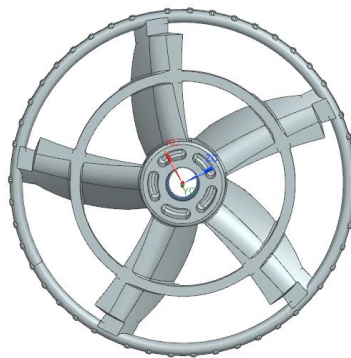


Fig. 4.48 Condizioni al contorno per la simulazione modale della nuova ventolina

4.10.3 Analisi risultati

C'è un solo modo di vibrazione caratterizzato dalla seguente frequenza

Modo	Freq. [Hz]
1	1382

Tab. 4.21 Modi di vibrare della ventolina nuova

4.10.3 Model Effective Mass

I risultati ottenuti dalla modal effective mass sono riportati nella seguente tabella:

MODE	REQUENC	T1		T2		T3		R1		R2		R3		totale
1	1,38E+03	4,13E-12	100%	9,33E-04	100%	6,81E-13	100%	7,59E-09	100%	6,68E-01	100%	2,97E-13	100%	600%
TOTAL		4,13E-12		9,33E-04		6,81E-13		7,59E-09		6,68E-01		2,97E-13		

Tab. 4.22 Modi di vibrare della ventolina nuova

Come mostrato dalla tabella, essendoci un unico modo di vibrare, è l'unico che incide sulle traslazioni e sulle rotazioni.

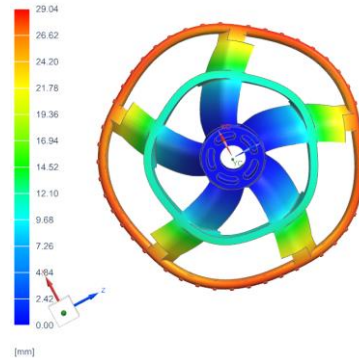


Fig. 4.49 Modo di vibrare della nuova ventolina

Come si nota dai risultati, l'unico modo di vibrare che caratterizza la nuova geometria della ventolina di raffreddamento, si colloca ad una frequenza lontana da quelle prese in esame per la soluzione del problema di risonanza. Questo indica che le modifiche effettuate sono corrette e risolvono i problemi precedentemente analizzati.

4.10.5 Analisi statica

Viene ripetuta anche l'analisi statica sulla girante, al fine di valutare come le modifiche abbiano impattato anche sul comportamento strutturale della stessa. Le condizioni al contorno applicate restano:

- **Vincolo:** viene posto un vincolo rigido nel punto di fissaggio della girante sull'albero del motore (in blu in fig.);
- **Rotazione:** viene posta una rotazione nel senso orario pari a 12000rpm (in rosso in fig.).

La simulazione è svolta utilizzando il solutore *SOL 101 Linear Statics - Global Constraints*, quindi eseguendo un'analisi di tipo lineare.

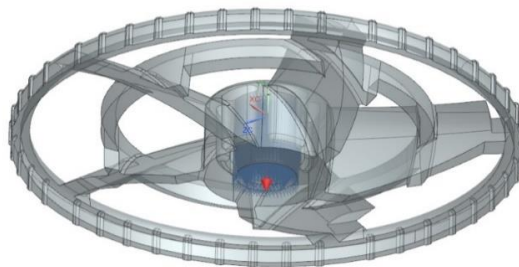


Fig. 4.50 Condizioni al contorno per la simulazione strutturale della nuova ventolina

4.10.5 Risultati analisi statica

Le zone di maggiore concentrazione delle tensioni, rispetto al caso precedente, non variano. Tuttavia si nota una netta riduzione del valore massimo degli stress (valore massimo nei punti critici: 3.652 MPa) che indicano come la struttura sia più solida e meno soggetta a rotture.

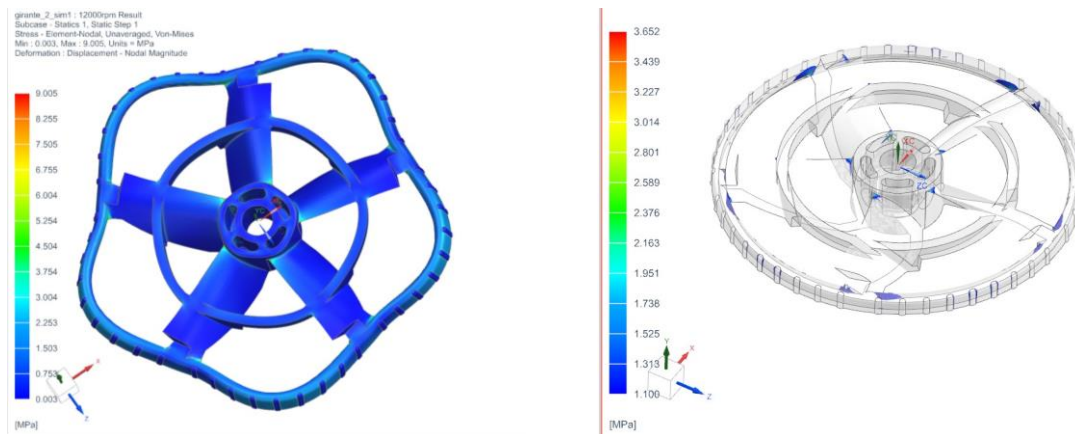


Fig. 4.51 Distribuzione delle tensioni sulla nuova ventolina di raffreddamento

Le considerazioni appena fatte si traducono in una riduzione degli spostamenti in direzione assiale (valore massimo: 0.009 mm).

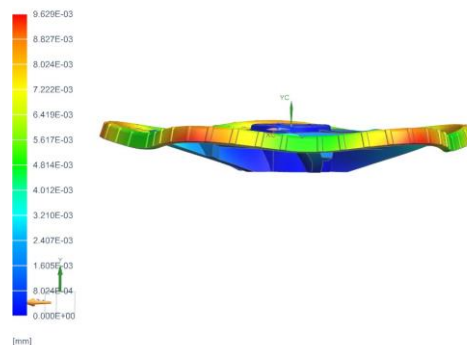


Fig. 4.52 spostamento lungo y

Dalle analisi appena svolte risulta quindi che la nuova soluzione di ventolina di raffreddamento sia più efficace sia dal punto di vista vibrazionale, che strutturale. Non si evidenziano più possibili risonanze nella zona critica.

4.11 Risultati

Dallo studio condotto, i principali componenti che hanno subito delle modifiche sono stati la protezione elettronica e la ventolina di raffreddamento. Nell'immagine ramp-up figura 4.53, è possibile visualizzare, attraverso diverse colorazioni, l'andamento delle prestazioni nelle varie configurazioni testate.

In particolare, la curva rossa evidenzia i problemi iniziali di vibro-acustica, con picchi significativi che indicano le frequenze problematiche dove si manifestavano risonanze indesiderate. La nuova configurazione, rappresentata dalla curva verde, mostra una riduzione significativa di queste risonanze, grazie all'introduzione della protezione a due componenti. Questo intervento ha eliminato il contatto diretto tra la protezione e la scheda elettronica, riducendo il rumore vibro-acustico su tutto lo spettro di frequenze.

La curva blu, che rappresenta l'adozione sia della nuova protezione elettronica che della nuova ventolina di raffreddamento, mostra ulteriori miglioramenti. Le modifiche apportate alla ventolina hanno eliminato i modi di vibrare alle frequenze di interesse senza compromettere la solidità strutturale. Questo ha evitato il contatto tra la ventolina e la protezione elettronica durante le rotazioni ad alto numero di giri, contribuendo ulteriormente alla riduzione delle vibrazioni.

Il confronto tra le tre curve nel grafico ramp-up figura 4.53 evidenzia chiaramente che le modifiche apportate hanno significativamente migliorato le prestazioni del sistema, riducendo le vibrazioni e il rumore. Questi risultati confermano l'efficacia delle soluzioni adottate per affrontare i problemi di vibro-acustica e migliorare la stabilità operativa del ventilatore.



Fig. 4.53 Confronto tra vecchie e nuove soluzioni

Prototipo della protezione elettronica a due pezzi realizzato con stampa 3D.



Fig. 4.54 Prototipo protezione a due pezzi

Un possibile miglioramento riguarda il motore, identificato come la principale sorgente di vibrazioni. Attualmente, la magnetizzazione del rotore è effettuata lungo tutta l'asse del rotore. Tuttavia, è possibile implementare una soluzione che preveda una magnetizzazione con un certo angolo di skew. Tale scelta è motivata dal fatto che le forze elettromagnetiche sono definite dal passaggio dei poli magnetici del rotore lungo i denti dello statore. Una magnetizzazione graduale lungo l'asse del rotore permetterà un passaggio più morbido dei poli magnetici, riducendo le forze vibrazionali del motore stesso. Questo intervento ridurrà la sorgente di vibrazione e, qualora fossero ancora presenti fenomeni di risonanza, li renderà meno intensi, diminuendo complessivamente il rumore acustico emesso dal prodotto.

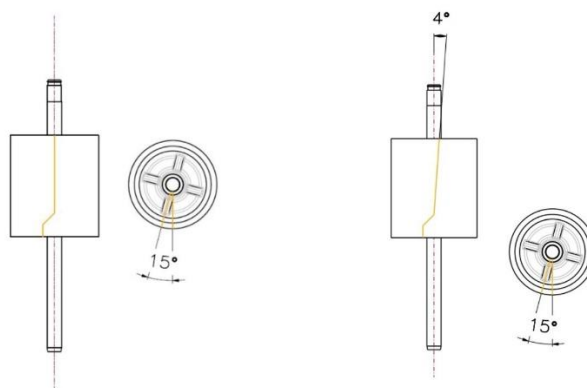


Fig. 4.55 Angoli di skew

Capitolo 5

Conclusioni

A seguito dell'analisi sperimentale effettuata su componenti che presentavano problemi di rumorosità, è stato identificato un problema di natura vibro-acustica. Questo problema è dovuto sia alla sorgente di vibrazioni, ovvero il motore, sia a componenti strutturali e non del ventilatore. In particolare, si è riscontrato che, a una specifica frequenza, tali componenti entravano in risonanza. Per valutare quali componenti fossero i principali influenzati da questa risonanza, si è proceduto con un'analisi modale di ciascun componente. Questo ha permesso di determinare quali elementi necessitassero di un redesign e quali potessero rimanere nello stato attuale. I principali componenti sottoposti a indagine sono stati la protezione elettronica e la ventolina di raffreddamento. Altre risonanze vengono individuate per la girante all'interno della coclea; tuttavia, essendo questo un componente fondamentale per le prestazioni fluido dinamiche del ventilatore non viene modificata.

La protezione elettronica è stata ridisegnata per eliminare il contatto tra la protezione stessa e la scheda elettronica, che causava un rumore vibro-acustico su tutto lo spettro di frequenze a causa del contatto diretto. La protezione è stata quindi ampliata e modificata, adottando una struttura a due componenti fissata direttamente alla coclea. Questa soluzione elimina il contatto diretto con il motore e riduce le vibrazioni che determinavano un comportamento definito "a campana". Per la soluzione a due componenti, è stata valutata anche la tenuta strutturale durante l'assemblaggio per evitare rotture dei componenti più sensibili, come clip.

Per la ventolina di raffreddamento, è stata identificata una soluzione che permettesse di eliminare i modi di vibrare alle frequenze di interesse, senza compromettere la solidità strutturale. Questo intervento ha evitato il contatto tra la ventolina stessa e la protezione elettronica durante le rotazioni ad alto numero di giri.

Le soluzioni proposte sono state prototipate mediante stampante 3D e testate all'interno della camera anecoica. I risultati sono riassunti nel rampup (fig. 4.53). Rispetto alle soluzioni iniziali, i picchi di vibrazioni a determinati numeri di giri sono stati completamente eliminati, e il comportamento in termini di pressione sonora è migliorato su tutto il range di funzionamento del ventilatore. Il confronto tra le tre curve nel grafico ramp-up dimostra

chiaramente che le modifiche apportate hanno migliorato significativamente le prestazioni del sistema, riducendo le vibrazioni e il rumore. Questi risultati confermano l'efficacia delle soluzioni adottate nel risolvere i problemi di vibro-acustica e nel migliorare la stabilità operativa del ventilatore, garantendo un funzionamento più silenzioso ed efficiente.

I risultati delle simulazioni sono stati confermati dai test pratici e, a seguito di questi successi, le soluzioni sviluppate sono state implementate nella normale produzione.

Bibliografia

- [1] Smith, J. R. "Centrifugal and Axial Fans." *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 45, no. 3, 2022, pp. 234-256.
- [2] Brown, A. P. *Industrial Ventilation: Design and Application*. 2nd ed., McGraw-Hill, 2021.
- [3] White, F. M. *Fluid Mechanics*. 8th ed., McGraw-Hill, 2020.
- [4] Tesi "STRATEGIE PROGETTUALI PER LA RIDUZIONE DEL RUMORE AEREODINAMICO PRODOTTO DA UN VENTILATORE CENTRIFUGO" Mattia Scattolini- Università degli studi di Padova
- [5] Jones, T. B., and Roberts, E. F. "Efficiency and Performance of Centrifugal Fans." *HVAC&R Research*, vol. 55, no. 2, 2023, pp. 178-193.
- [6] "Fan Types and Applications." *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*, 2019, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- [7] "Industrial Fans: Centrifugal vs. Axial." *Engineering Toolbox*
- [8] Stein, P. (2010). *Noise and Vibration of Electrical Machines*. Springer.
- [9] Stepanoff, A. J. (1957). **Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application*. John Wiley & Sons.
- [10] Robert Cook et al. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis* Ed. Wiley
- [11] Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin e Ojo Kurdi. «Stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using FEM». In: *Jurnal Mekanikal* (2008)
- [12] Çiçek Karaoglu e N Sefa Kuralay. «Stress analysis of a truck chassis with riveted joints». In: *Finite Elements in Analysis and Design* 38.12 (2002), pp. 1115-1130
- [13] <https://emcfime.com/it/gamma-prodotti>