



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
CORSO DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
CURRICULUM IN INGEGNERIA ENERGETICA

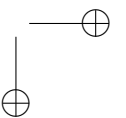
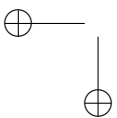
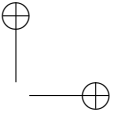
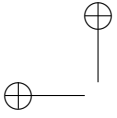
Analisi fluidodinamica ed acustica di appendici palari per turbina eolica di piccola taglia e studio preliminare di sistema di accumulo in aria compressa

Tesi di Dottorato di:
Gianluca Cappanera

Tutor:
Prof. Ing. Renato Ricci

Coordinatore del Curriculum:
Prof. Ing. Giovanni Di Nicola

XVIII ciclo - nuova serie





UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
CORSO DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
CURRICULUM IN INGEGNERIA ENERGETICA

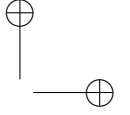
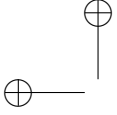
Analisi fluidodinamica ed acustica di appendici palari per turbina eolica di piccola taglia e studio preliminare di sistema di accumulo in aria compressa

Tesi di Dottorato di:
Gianluca Cappanera

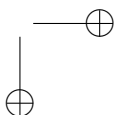
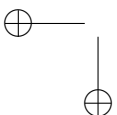
Tutor:
Prof. Ing. Renato Ricci

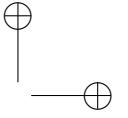
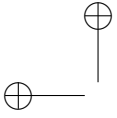
Coordinatore del Curriculum:
Prof. Ing. Giovanni Di Nicola

XVIII ciclo - nuova serie

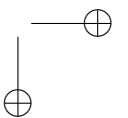
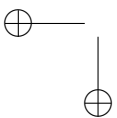


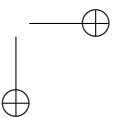
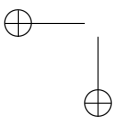
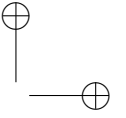
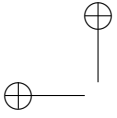
UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
CORSO DI DOTTORATO IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Via Brecce Bianche – 60131 Ancona (AN), Italy





a Valentina



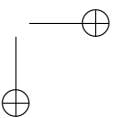
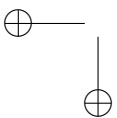
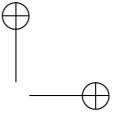
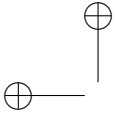


Ringraziamenti

I miei ringraziamenti vanno in primo luogo al Prof. Renato Ricci per avermi offerto questa importante opportunità di crescita e per i preziosi insegnamenti sul piano professionale ed umano. Un ringraziamento va anche al personale tecnico ed amministrativo del Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche, in particolare Michela, Daniele, Gabriele e Maurizio per aver mostrato sempre gentilezza e disponibilità. Meritano un pensiero speciale Giacomo e Luca con i quali ho condiviso gioie e fatiche della ricerca. Non posso dimenticare di ringraziare Patrizia e Sandro che mi hanno supportato nelle mie scelte, ed in particolare la cara nonna Maria per avermi fornito la benzina buona. Infine un grazie enorme deve andare a Valentina, per tutto l'appoggio e l'amore incondizionato con cui è stata al mio fianco in tutti questi anni.

Ancona,

Gianluca Cappanera

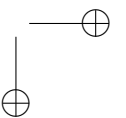
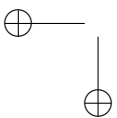
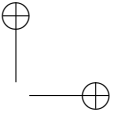
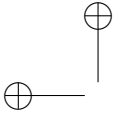


Sommario

Lo sviluppo tecnologico nel settore delle fonti rinnovabili, in particolare quello eolico, ha portato negli ultimi anni ad una forte presenza di aerogeneratori di grande e piccola taglia nelle zone rurali. In tali contesti applicativi, la problematica del rumore emesso dalle pale in rotazione è tuttora oggetto della ricerca scientifica mondiale. D'altra parte, in un panorama di transizione verso un sistema elettrico evoluto diviene cruciale l'applicazione di sistemi di stoccaggio dell'energia, pertanto lo studio di tecniche di accumulo alternative alle batterie è di assoluto interesse scientifico ed industriale.

Il lavoro di ricerca è volto allo studio di appendici aerodinamiche note come *Trailing-Edge Serrations*, atte alla riduzione del rumore prodotto dalle pale di turbine eoliche, e allo studio preliminare di un sistema di accumulo, entrambi in applicazione agli aerogeneratori di piccola taglia. La campagna sperimentale ha visto dapprima la caratterizzazione fluidodinamica delle appendici effettuata in galleria del vento con test di tipo globale e locale, mediante l'impiego di un modello di ala con profilo NACA 64₂ 014A ad alte prestazioni. I risultati hanno permesso di valutare le diverse qualità aerodinamiche di un tratto di pala eolica dovute alla presenza delle appendici allo scopo di prevederne l'impatto sulla produzione elettrica. I test sono proseguiti con la caratterizzazione acustica delle stesse appendici applicate stavolta ad un modello di pala rotante, posto in camera semi-anechoica. Grazie ad un set-up di misura appositamente progettato e ad innovativi algoritmi di localizzazione acustica è stata analizzata l'impronta sonora del modello con e senza appendici, in termini di emissione complessiva e mappatura delle sorgenti sonore.

Il tutto è stato corredato dallo studio di un sistema di accumulo energetico di tipo “CAES” (*Compressed Air Energy Storage*) di taglia ridotta per il supporto alla produzione da fonte mini-eolica in ambiti di fornitura elettrica in zone remote.

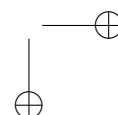
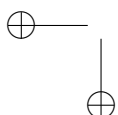
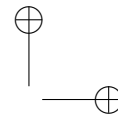
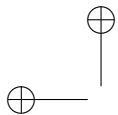


Abstract

Recently, the technology development in renewable energy sector, especially for wind energy, has brought a wide presence of large and small wind turbines in rural areas. For these applications, noise emitted from rotating blades is a hot topic in worldwide scientific research. On the other hand, in the sight of an evolved electric system the delivery of energy storage systems is crucial. Thus, the study of storage techniques alternative to batteries is of absolute scientific and industrial interest.

The research work here presented is aimed at the study of aerodynamic appendages known as *Trailing-Edge Serrations* (TES) conceived for wind turbine blades noise mitigation and at the preliminary evaluation of an energy storage system, both applicable to small wind turbines. The experimental campaign has firstly seen the fluid-dynamic study of TES from global and local points of view by the use of a fixed wing model with high performance NACA 64₂ 014A airfoil, placed in the wind tunnel. Results allowed the evaluation of different aerodynamic performance due to the presence of the appendages, in order to foresee their impact on power production. Secondly, experiments proceeded with the acoustic characterization of TES applied to a rotating blade model placed in the semi-anechoic chamber. By a special measurement setup and the use of most recent algorithms for sound source localization, the acoustic footprint of the model with and without TES has been analysed, resulting in global noise emission and noise source mapping.

The whole has been accompanied by a study of a Compressed Air Energy Storage (CAES) system of small size designed to support small wind turbine power production for electric supply of remote areas.



Indice

1	Introduzione	1
2	Contesto energetico globale	5
2.1	Il settore eolico in Europa	14
2.2	Il caso mini-eolico	19
3	Aeroacustica di turbine eoliche	27
3.1	Meccanismi di emissione sonora	31
3.2	Stato dell’arte della ricerca sull’aeroacustica	39
3.2.1	Studi ornitologici	39
3.2.2	Metodi di previsione dell’emissione sonora	45
3.2.3	Approcci e sistemi di riduzione delle emissioni	55
4	Test Fluidodinamici	71
4.1	Cenni di aerodinamica dei profili alari	71
4.1.1	I profili alari	72
4.1.2	Le azioni aerodinamiche	73
4.1.3	I coefficienti aerodinamici	75
4.1.4	La bolla di separazione laminare	79
4.2	Set-up sperimentale	84
4.2.1	La galleria del vento ambientale	84
4.2.2	Il modello sperimentale	86
4.2.3	Gli strumenti di misura	88
4.2.4	Valutazione dell’incertezza di misura	90
4.3	Appendici aerodinamiche per modello fisso	94
4.4	Risultati	100
4.4.1	Misure di bilancia	100
4.4.2	Misure di pressione	107
5	Test Acustici	121
5.1	Algoritmo localizzazione sorgenti	122
5.2	Apparato sperimentale	126
5.2.1	Modello di pala	126
5.2.2	Struttura rotante	127
5.3	Appendici per modello rotante	133

Indice

5.4	Set-up strumentale	136
5.4.1	Array circolare	136
5.4.2	Disposizione in camera semi-anecoica	137
5.4.3	Validazione del set-up	138
5.5	Tecnica di elaborazione dati	142
5.6	Risultati	147
5.6.1	Risultati del modello originale	147
5.6.2	Risultati dei modelli con appendici	153
5.6.3	Confronto tra modelli con appendici	155
6	Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili	175
6.1	Le funzioni dell’accumulo	179
6.2	Le tecnologie di accumulo	187
6.2.1	Parametri caratteristici dei sistemi di accumulo	188
6.2.2	Tecnologie commercialmente disponibili	192
6.2.3	Tecnologie in fase di sviluppo	200
6.2.4	Tecnologie in fase di ricerca preliminare	202
7	Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell’arte	207
7.1	Componenti d’impianto e parametri tecnici	208
7.2	Gli impianti in funzione	210
7.2.1	Impianto di Huntorf	211
7.2.2	Impianto di McIntosh	212
7.3	Gli impianti in fase di ricerca e sviluppo	213
7.3.1	Gli impianti adiabatici	213
7.3.2	Gli impianti di piccola e piccolissima scala	217
7.4	Sommario	219
8	Studio preliminare del sistema di accumulo	221
8.1	Descrizione del sistema	222
8.2	Analisi delle prestazioni	225
9	Conclusioni e sviluppi futuri	233
	Bibliografia	239

Elenco delle figure

2.1	Crescita domanda energia primaria	6
2.2	Domanda energia primaria	7
2.3	Crescita energia primaria	8
2.4	Crescita delle emissioni di CO ₂	9
2.5	Bilancio emissioni CO ₂	10
2.6	Produzione elettrica mondiale	11
2.7	Mix elettrico al 2018	12
2.8	Crescita produzione rinnovabile	13
2.9	Generazione totale in UE-28	14
2.10	Storico installazioni eolico in Europa	15
2.11	Mix nuova capacita UE-28	16
2.12	Confronto tra installazioni e dismissioni in UE-28	17
2.13	Storico installazioni eolico	17
2.14	Installazioni eolico Paesi UE	18
2.15	Numeri eolico Paesi UE	18
2.16	Parco mini-eolico	20
2.17	Potenza installata per taglia	21
2.18	Atlante installazioni mini-eolico in Italia	22
2.19	Prestazioni mini-eolico italiano	24
2.20	Profilo vento per mini-eolico	25
2.21	Condizioni esterne di progetto secondo normativa	25
3.1	Livelli sonori misurati	29
3.2	Incremento di produzione per dB ridotto	30
3.3	Sorgenti rumore aerodinamico	33
3.4	Rumore al bordo d’uscita	33
3.5	Rumore di estremità	34
3.6	Rumore da stallo	35
3.7	Rumore da troncatura	35
3.8	Rumore per strato limite laminare	36
3.9	Rumore da altri fattori	37
3.10	Piuma di Barbagianni	41
3.11	Dettaglio piumaggio Barbagianni	41
3.12	Spettro di emissione del gufo	42

Elenco delle figure

3.13	Visualizzazione di flusso su ala di gufo	42
3.14	Mappe acustiche ali	43
3.15	Mappe acustiche di ali di rapaci	44
3.16	Spettri assorbimento acustico piumaggio	44
3.17	Confronto geometria modelli esatto e approssimato	48
3.18	Sistema di coordinate per il propulsore	49
3.19	Influenza dei parametri del APG	51
3.20	Confronto tra Rozenberg e dati sperimentali	52
3.21	Mappe di emissione sonora	56
3.22	Operatore al lavoro sulla GE94	57
3.23	Parametri geometrici dei <i>sawtooth</i> t.e.	58
3.24	Spettro acustico per differenti sawtooth	59
3.25	Tipologie di sawtooth	60
3.26	SPL relativo per profili S1, S2 e S3	61
3.27	Parametri geometrici del profilo a pettine.	62
3.28	Spettro acustico <i>unserrated</i> e <i>slitted</i>	65
3.29	Tipologie di brushes	66
3.30	Densità spettrale di pressione sonora per brushes	66
3.31	SPL per t.e. porosi	67
3.32	Tipologie di <i>poro-serrated</i>	68
3.33	SPL relativi per S1 e S3 funzione di U	69
3.34	ΔSPL per profilo SP	69
3.35	ΔSPL per profilo S3-	69
3.36	Confronto SPL tra S3+ e S3++	70
3.37	ΔSPL per profilo S3 Δ	70
3.38	Confronto SPL per S3 Δ a varie densità	70
4.1	Profilo alare	72
4.2	Azioni aerodinamiche	75
4.3	Momento aerodinamico	75
4.4	Grafici dei coefficienti aerodinamici	77
4.5	Grafico $c_l-\alpha$	78
4.6	Effetti della camber	79
4.7	Plain flap	79
4.8	Effetti aerodinamici del flap	80
4.9	Pressione statica sul profilo	81
4.10	Grafico C_p-x	82
4.11	Bolla laminare	82
4.12	Bolla laminare su grafico C_p	83
4.13	Galleria del vento ambientale	85
4.14	Schema della galleria del vento	85

Elenco delle figure

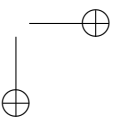
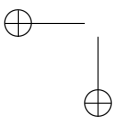
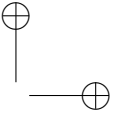
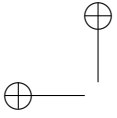
4.15	Vista e spaccato del modello originale	87
4.16	Prese di pressione	88
4.17	Dettagli del modello	89
4.18	Bilancia estensimetrica	90
4.19	Gli strumenti di misura della pressione impiegati	91
4.20	Parametri delle dentature	95
4.21	Set di appendici	96
4.22	Posizione prese di pressione su appendici	97
4.23	Confronto profilo base e con appendici	98
4.24	Modello e appendici	98
4.25	Modello completo in galleria del vento	99
4.26	Confronto dati aerodinamici tra F e N (1)	103
4.27	Confronto dati aerodinamici tra F e N (2)	104
4.28	Confronto dati aerodinamici tra appendici (1)	105
4.29	Confronto dati aerodinamici tra appendici (2)	106
4.30	Allineamento punti misura tra modelli	107
4.31	C_p per modelli F e N, $\alpha = 0^\circ$	113
4.32	C_p per modello F, $\alpha = +4^\circ$	114
4.33	C_p per modello F, $\alpha = +8^\circ$	115
4.34	Grafici C_p modelli con appendici (1)	116
4.35	Grafici C_p modelli con appendici (2)	117
4.36	Grafici C_p modelli L e 2L sezione di gola	118
4.37	C_p per modelli dentati, $\alpha = +4^\circ$	119
4.38	C_p per modelli dentati, $\alpha = +8^\circ$	120
5.1	Schema di beamforming acustico	124
5.2	Mappa dei lobi per beamforming	125
5.3	Esempio di mappatura CLEAN	125
5.4	Profilo del modello	127
5.5	Modello di pala in scala	128
5.6	L'apparato rotante per i test in camera semi-anecoica	129
5.7	Vista della copertura fono-isolante del motore	130
5.8	SPL motore elettrico	131
5.9	Potere fono-isolante R_w del materassino	132
5.10	Profilo del modello DS	134
5.11	Profilo del modello DL	134
5.12	Le appendici dentate installate sul modello	135
5.13	Vista frontale dell'array verticale e dettaglio dei microfoni	137
5.14	La disposizione del set-up di misura in camera semi-anecoica	138
5.15	Disposizione in camera semi-anecoica	139
5.16	Valutazione del posizionamento del piano di misura	140

Elenco delle figure

5.17	Mappe per speaker a 100 RPM	141
5.18	Mappe acustiche con CB	145
5.19	Mappe acustiche con CLEAN-SC	146
5.20	SPL rumore di fondo per modello originale	148
5.21	SPL per modello originale a differenti velocità di rotazione	149
5.22	Mappe acustiche per modello originale, $\Omega = 650$ RPM.	151
5.23	SPL rumore di fondo per prove su appendici	155
5.24	SPL modello DS	156
5.25	SPL modello DL	157
5.26	Mappe acustiche per modello con appendice DS, $\Omega = 300$ RPM.	158
5.26	Mappe acustiche modello DS (1)	159
5.27	Mappe acustiche per modello con appendice DS, $\Omega = 500$ RPM.	160
5.27	Mappe acustiche modello DS (2)	161
5.28	Mappe acustiche per modello con appendice DL, $\Omega = 300$ RPM.	162
5.28	Mappe acustiche modello DL (1)	163
5.29	Mappe acustiche per modello con appendice DL, $\Omega = 500$ RPM.	164
5.29	Mappe acustiche modello DL (2)	165
5.30	SPL in 1/3 d’ottava per modelli DS e DL (1)	166
5.31	SPL in 1/3 d’ottava per modelli DS e DL (2)	166
5.32	Confronto mappe modelli dentati 300 RPM (1)	167
5.33	Confronto mappe modelli dentati 300 RPM (2)	168
5.34	Confronto mappe modelli dentati 300 RPM (3)	169
5.35	Confronto mappe modelli dentati 500 RPM (1)	170
5.36	Confronto mappe modelli dentati 500 RPM (2)	171
5.37	Confronto mappe modelli dentati 500 RPM (3)	172
6.1	Penetrazione annuale di VRE	178
6.2	Applicazioni di accumulo nella rete	181
6.3	Accumulo per Peak-Shaving e Load-Levelling	182
6.4	Regolazione di frequenza	183
6.5	Tecnologie di accumulo per potenza e tasso di scarica	190
6.6	Tecnologie di accumulo per densità di energia	191
6.7	Schema di una batteria Pb-Acid	194
6.8	Schema di una batteria agli ioni di Litio	195
6.9	Schema di una batteria NaS	196
6.10	Schema di funzionamento di una batteria a flusso	197
6.11	Schema di un sistema di accumulo con volano	199
6.12	Schema di un impianto di pompaggio	201
6.13	Schema di un sistema ad aria compressa	203
6.14	Schema di sistema di accumulo ad idrogeno	203
7.1	Schema funzionale di impianto CAES convenzionale	209

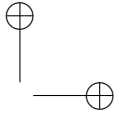
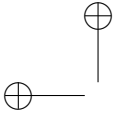
Elenco delle figure

7.2	Foto aerea dell’impianto CAES di Huntorf	212
7.3	Foto aerea dell’impianto CAES di McIntosh	213
7.4	Schema di funzionamento di un impianto CAES adiabatico	215
7.5	Layout di impianto per CAES adiabatico ADELE	217
8.1	Gruppo elettrogeno diesel	223
8.2	Schema funzionale dell’impianto di accumulo	224
8.3	Schema semplificato d’impianto	226



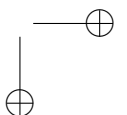
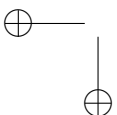
Elenco delle tabelle

2.1	Domanda energetica globale	6
2.2	Energia primaria per regione	8
2.3	Emissioni CO ₂	10
2.4	Produzione elettrica mondiale	12
2.5	Produzione da rinnovabili per regione	13
2.6	Potenza mini-eolico italiano	23
3.1	Potenza sonora per taglia	28
3.2	Progetti europei al 2008	29
3.3	Meccanismi di emissione	38
3.4	Parametri geometrici dei sawtooth	58
4.1	Geometria delle appendici	95
4.2	Posizioni delle prese sulle appendici	97
4.3	Condizioni di prova per i test fluidodinamici	100
5.1	Geometria del modello	127
5.2	Dati geometrici per il dimensionamento delle appendici	135
5.3	Spettro livelli sonori modello originale	150
5.4	Livelli di pressione sonora per i modelli con appendici	173
6.1	Servizi dei sistemi di accumulo	180
6.2	Dati tecnico-economici per sistemi disponibili	189
6.3	Caratteristiche delle batterie Pb-Acid	194
6.4	Caratteristiche delle batterie Li-ion	196
6.5	Caratteristiche delle batterie NaS	197
6.6	Caratteristiche delle batterie a flusso	198
6.7	Caratteristiche dei volani	200
6.8	Caratteristiche degli impianti di pompaggio idrico	202
6.9	Caratteristiche dei sistemi ad aria compressa	204
6.10	Caratteristiche dei sistemi ad idrogeno	204
6.11	Caratteristiche delle batterie dry-cell	204
6.12	Pro e Contro delle tecnologie di accumulo	205
8.1	Prestazioni fornite a varie pressioni dell’aria in ingresso	225



Elenco delle tabelle

8.2 Parametri di lavoro del circuito ad aria compressa 231



Capitolo 1

Introduzione

Il progetto di ricerca oggetto di questa tesi si inquadra in un contesto di forte sviluppo nel settore della produzione energetica da fonte rinnovabile. Negli ultimi anni le politiche energetiche hanno dato slancio all’installazione di impianti di generazione da fonte rinnovabile. Tra i tanti, il settore eolico è quello che ne ha ottenuto maggior vantaggio, con un incremento costante delle installazioni sia in mare che su terra, caratterizzate da un continuo aumento delle dimensioni delle macchine e dei livelli di potenza prodotti.

In questo lavoro di ricerca, particolare attenzione è stata riservata al settore eolico di piccola taglia. Recentemente, una politica nazionale di forte incentivazione ha causato un incremento nelle installazioni di turbine eoliche di taglia inferiore al 1 MW, raggiungendo livelli ingiustificati di sfruttamento del territorio. Inoltre, alcune indeterminanze legislative hanno provocato la comparsa sul mercato di macchine di pari taglia nominale ma dimensioni e prestazioni sensibilmente differenti, con il risultato di un panorama mini-eolico estremamente variegato e rarefatto. Le ridotte dimensioni di questi aerogeneratori permettono l’installazione vicino ai centri abitati, e spesso trovano il malcontento dei residenti e forti contrasti negli iter autorizzativi a causa del loro impatto visivo ed acustico sull’ambiente circostante.

Tra le tante problematiche, quella dell’emissione sonora provocata dagli aerogeneratori in funzione è una delle più sentite, e raccoglie l’interesse della comunità scientifica da molti anni ormai. La materia che se ne occupa è l’Aeroacustica: ovvero lo studio della produzione di emissione acustica dovuta all’interazione tra un corpo ed un flusso d’aria. L’applicazione della materia alle turbine eoliche ha dato avvio ad una serie di attività di ricerca e sperimentazione al fine di individuare tecniche e soluzioni per la mitigazione dell’emissione sonora prodotta dalle pale. Il risultato è stato lo sviluppo di appendici aerodinamiche di varia tipologia che, applicate al bordo di coda delle pale, permette di ridurre in maniera più o meno sensibile l’emissione sonora delle stesse.

Molte sono le ricerche che ruotano attorno allo studio dei meccanismi di riduzione apportati dalle appendici, in gran parte di stampo analitico o numerico, con simulazioni di fluidodinamica ed aeroacustica computazionale. La

Capitolo 1. Introduzione

quasi totalità delle attività sperimentali è volta allo studio del comportamento acustico di questi dispositivi in applicazione a sezioni di ala in configurazioni statiche. Solo alcune vedono l’impiego di modelli rotanti in scala che replichino le effettive condizioni di flusso alle quali le pale eoliche operano. Da qui nasce la necessità di indagare, oltre alle qualità di riduzione sonora, anche gli effetti che tali appendici comportano sulle prestazioni aerodinamiche delle pale.

Il tema principale del progetto di ricerca presentato in questo elaborato è lo studio sperimentale di una tipologia di appendici aerodinamiche in applicazione alle turbine eoliche di piccola taglia, mediante una campagna di test di tipo fluidodinamico ed acustico. Le prove fluidodinamiche hanno riguardato la caratterizzazione aerodinamica di un profilo alare in galleria del vento dotato delle suddette appendici. I test hanno visto dapprima un approccio globale con misure di bilancia dinamometrica per la determinazione delle azioni aerodinamiche in funzione dell’angolo di incidenza, seguito da test locali per l’ottenimento della distribuzione di pressione sulla sezione del modello. Le prove acustiche hanno visto la misura dell’emissione complessiva e la localizzazione delle sorgenti sonore di un modello mono-pala rotante, posto in camera semi-anecoica, che replica le condizioni operative di una turbina eolica di piccola taglia. L’emissione globale è stata valutata con misure fonometriche, mentre le sorgenti sonore sono state individuate grazie alla realizzazione di uno specifico array di microfoni al quale sono stati applicati degli innovativi algoritmi di localizzazione acustica.

All’interno delle attività principali, ha trovato motivo di interesse la valutazione preliminare di un sistema di accumulo energetico di piccole dimensioni che potesse dare supporto all’integrazione delle fonti rinnovabili nella rete elettrica. La tipologia di accumulo scelta sono i sistemi ad aria compressa, comunemente chiamati CAES dall’acronimo inglese per *Compressed Air Energy Storage*, attualmente poco sviluppati e presenti in applicazione a livello mondiale solo in taglia extra-large. In questo settore le attività di ricerca volte all’adattamento di tali sistemi all’accumulo a livello residenziale o comunitario sono ancora molto poche, e non esistono ad oggi alternative fattibili che abbiano dimostrato una reale applicazione.

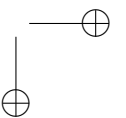
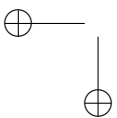
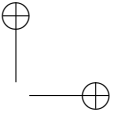
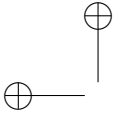
Le motivazioni che giustificano le attività di ricerca in questo settore vengono dal recepimento delle politiche energetiche europee in ottemperanza a quanto stabilito a livello comunitario con gli obiettivi energetici. Inoltre, la transizione verso una rete elettrica di nuova concezione prevede nell’immediato futuro una forte penetrazione delle fonti rinnovabili, richiedendo al tempo stesso maggiore programmabilità di quest’ultime per la corretta combinazione con le altre fonti tradizionali (a combustibili fossili) attualmente presenti. Si richiede altresì la capacità di operazione in sotto-reti autonome o addirittura in applicazione sconnesse dalla rete principale, dove è fondamentale la continuità di fornitura

elettrica. Tale condizione può essere raggiunta affiancando agli impianti a fonte rinnovabile, sistemi di accumulo energetico.

Il settore dell’accumulo energetico a supporto della produzione primaria sta riscuotendo un crescente interesse a livello globale. Soprattutto per quei Paesi emergenti che fondano il loro sviluppo economico per gran parte sull’autonomia dalle fonti fossili, e che hanno già promosso opportunità di finanziamento per lo sviluppo delle energie rinnovabili e l’applicazione di sistemi di accumulo.

Ad oggi, le tipologie di impianti per lo stoccaggio di energia sono principalmente di tipo meccanico, elettro-chimico e termico, tuttavia soltanto alcuni tra questi hanno avuto reale applicazione. Si prenda ad esempio il settore residenziale, dove la fa da padrone l’accumulo elettro-chimico in batteria a supporto dei generatori fotovoltaici. Le tecnologie allo stato dell’arte per i sistemi di accumulo di tipo meccanico, in particolare CAES, si basano sullo sfruttamento di vecchie caverne nel sottosuolo, risultanti da giacimenti di greggio esauriti, come camere di stoccaggio ed utilizzano compressori assiali e turbogas come sistemi di accumulo e recupero, ricorrendo a camere di combustione a gas naturale in cui l’aria ad alta pressione delle caverne viene sfruttata come sovralimentazione alla turbina, per garantire l’autonomia di produzione richiesta. In questo campo gli investimenti necessari alla realizzazione di tali impianti sono giustificati solo per capacità dell’ordine delle centinaia di GWh.

Il presente elaborato è organizzato come segue. Nel Capitolo 2 viene brevemente presentata la situazione energetica globale con i dati di produzione e consumo per ogni fonte reperiti dai rapporti statistici delle maggiori agenzie di settore, corredati da una analisi della situazione eolica europea ed un focus sul settore mini-eolico in Italia. Nel Capitolo 3, dopo un’introduzione sull’aeroacustica delle turbine eoliche vengono trattati i meccanismi di generazione sonora delle pale, con lo stato dell’arte sulla ricerca in materia di appendici aerodinamiche per la riduzione dell’emissione. Nei Capitoli 4 e 5 sono discussi i risultati della campagna sperimentale, con la descrizione dei setup di misura per i test fluidodinamici ed acustici, questi ultimi accompagnati da un’introduzione sulle principali tecniche di localizzazione delle sorgenti. Dal Capitolo 6 si introduce la questione dell’accumulo energetico in abbinata alle fonti di energia rinnovabile con una panoramica sulle tecnologie disponibili e sulle funzionalità delle stesse all’interno del sistema elettrico, che termina nel Capitolo 7 con la descrizione nel dettaglio dei sistemi ad aria compressa allo stato dell’arte. Infine, nel Capitolo 8 si presenta il sistema di accumulo proposto e se ne valutano le prestazioni sulla base di un’ipotetica applicazione.



Capitolo 2

Contesto energetico globale

Il consumo energetico globale è cresciuto nel 2018 del 2.3 %, circa due volte il tasso medio di crescita dal 2010, guidato sia da una robusta economia globale che dalla maggiore domanda di riscaldamento e raffrescamento in alcune parti del mondo.

Il maggiore contributo viene dal gas naturale (metano), che si è mostrato come il primo combustibile scelto lo scorso anno, segnando un incremento del 45 % nella domanda energetica totale. La crescita di domanda ha riguardato tutti i combustibili, con quelli di origine fossile che hanno raggiunto quasi il 70 % per il secondo anno consecutivo. La domanda di fonti rinnovabili è cresciuta ad un ritmo a doppia cifra, ma non ancora così veloce da raggiungere la domanda di elettricità nel mondo.

Come risultato di maggiori consumi, le emissioni di CO₂ relative alla produzione di energia sono incrementate del 1.7 %, toccando quota 33.1 miliardi di tonnellate. Gli impianti di generazione a carbone continuano ad essere la singola maggiore sorgente di emissioni, contando come il 30 % sul totale delle emissioni di biossido di carbonio per scopi energetici.

La maggiore richiesta energetica è stata alimentata da una economia globale in espansione del 3.7 % nel 2018, un ritmo superiore alla crescita media annua del 3.5 % registrata dal 2010. La Cina, gli Stati Uniti e l’India insieme hanno contato per il 70 % della crescita di domanda energetica.

Le condizioni climatiche dello scorso anno sono state responsabili di circa un quinto dell’aumento di consumo energetico globale in quanto le temperature medie invernali ed estive di diverse regioni hanno superato i record storici.

Analizzando le tendenze per singole tecnologie energetiche, risultano chiari i ruoli nella generazione energetica globale dei vari attori. In Tabella 2.1 sono riepilogati i valori registrati nell’ultimo anno dall’Agenzia Internazionale per l’Energia [1].

La domanda globale di gas si è estesa con il più alto ritmo dal 2010, con una crescita anno per anno del 4.6 %, arrivando ad un totale di 3253 Mtep. Il petrolio ed il carbone insieme hanno pesato per un quarto sull’aumento di domanda

Capitolo 2. Contesto energetico globale

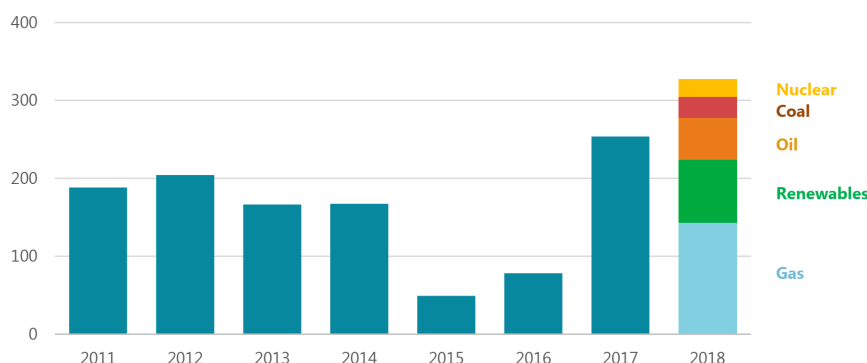


Figura 2.1: Crescita media annua della domanda di energia primaria dal 2010 [1]

a livello globale, con valori di 4488 Mtep e 3778 Mtep, segnando rispettivamente tassi del 1.3 % e 0.7 %.

Le fonti rinnovabili, segnando uno sviluppo di oltre il 4 %, hanno raggiunto circa un quarto della crescita totale di richiesta di energia primaria: la domanda totale di energia per tecnologie come l'idroelettrico, il fotovoltaico, l'eolico e le biomasse ha toccato quota 2071 Mtep nel 2018. Questo è stato in gran parte dovuto all'espansione della generazione elettrica, dove le rinnovabili hanno spuntato un 45 % nel 2018.

Anche l'energia nucleare ha mostrato segni di espansione nel 2018, affermando un valore di 710 Mtep di domanda di energia primaria, pari al 3.3 % di crescita annuale principalmente dovuta alla nuova capacità produttiva installata in Cina ed alla riattivazione di quattro reattori in Giappone. A livello globale, il nucleare ha raggiunto un potenziamento del 7 % nella domanda energetica.

L'energia elettrica continua ad affermarsi come il “combustibile” del futuro, con una crescita di domanda globale del 4 % nello scorso anno, arrivando a quota 26 672 TWh. Questo rapido sviluppo sta spingendo l'energia elettrica verso il 20 % di penetrazione nel totale del consumo finale di energia.

Tabella 2.1: Domanda energetica globale al 2018 per fonte [1]

Fonte	Domanda (Mtep)	Crescita (%)	Diffusione (%)
Carbone	3778	0.7	26
Petrolio	4488	1.3	31
Gas	3253	4.6	23
Nucleare	710	3.3	5
Idroelettrico	364	3.1	3
Biomasse e rifiuti	1418	2.5	10
Rinnovabili	289	14.0	2
Totale	14 301	2.3	100

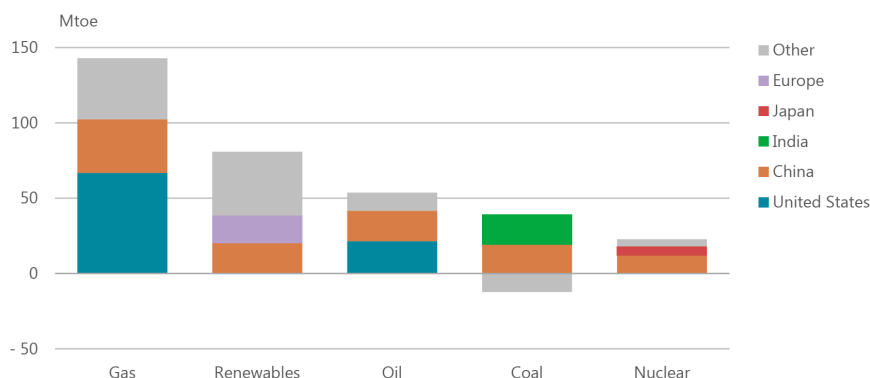


Figura 2.2: Crescita della domanda di energia primaria per fonte [1]

Le tendenze di crescita regione per regione analizzate da IEA per lo scorso anno sono riassunte nella Tabella 2.2 [1].

I risultati vedono la Cina affermarsi con la maggior espansione di domanda energetica, con un tasso di crescita del 3.5% ed arrivando al totale di 3155 Mtep, il più alto dal 2012, e pari a circa un terzo della crescita globale. La domanda si è estesa per tutti i combustibili, con il gas in testa nel ruolo di rimpiazzo del carbone nella produzione di energia per riscaldamento. Gli input nel settore elettrico hanno pesato per oltre il 95% della crescita di domanda energetica cinese, grazie all’espansione di tutte le tecnologie di generazione, specialmente il carbone, con un salto del 8.5% della domanda di elettricità. Nel 2018, inoltre, la Cina ha avuto il maggior progresso a livello mondiale nella produzione da fonte solare ed eolica.

Negli Stati Uniti, dopo tre anni di declino, la domanda energetica si è rialzata al 3.7%, aggiungendo 80 Mtep a quella dell’anno precedente. Un’estate mediamente più calda ed un inverno mediamente più freddo sono stati responsabili di quasi la metà dell’aumento di domanda di gas, dal momento che viene impiegato sia per la produzione elettrica che per il riscaldamento.

L’India ha visto un 4% di aumento della domanda nel 2018, corrispondente a 35 Mtep in aggiunta al risultato dell’anno precedente. La crescita è dettata dal consumo di carbone per la generazione di potenza e di petrolio per il trasporto, primo e secondo principale contributo rispettivamente.

La domanda energetica in Europa nel 2018 ha seguito percorsi differenti. Nonostante sia stata registrata un’espansione economica del 1.8%, la domanda energetica è cresciuta solo dello 0.2%. L’incremento dell’efficienza energetica in Germania ha portato ad una riduzione del 2.2% della domanda, con punte di oltre il 6% per il petrolio. Al contrario, in alcuni Paesi come la Francia e il Regno Unito la domanda energetica è leggermente aumentata.

Dal punto di vista delle emissioni di anidride carbonica, la situazione globale

Capitolo 2. Contesto energetico globale

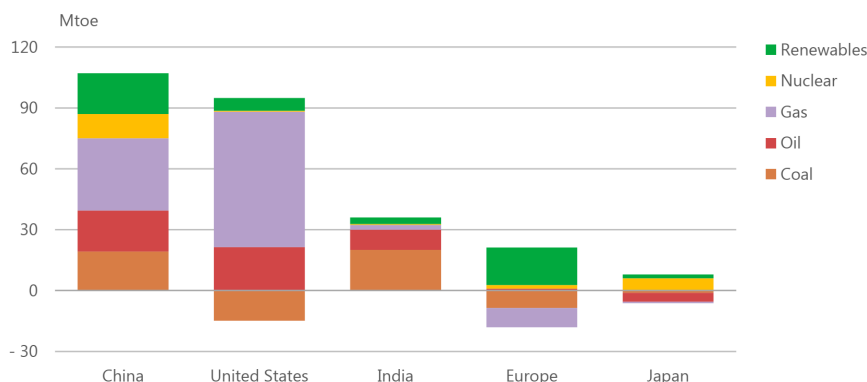


Figura 2.3: Crescita della domanda di energia primaria per regione [1]

Tabella 2.2: Domanda di energia primaria totale al 2018 per regione [1]

Regione	Domanda (Mtep)	Crescita (%)
Stati Uniti	2227	3.7
Cina	3155	3.5
India	933	4.0
Europa	2010	0.2
Resto del mondo	5568	1.8
Mondo	14 302	2.3

vede negli ultimi due anni un’ulteriore aumento di produzione del gas clima-alterante, registrando un nuovo picco storico. Nel report di IEA di Figura 2.4, la situazione storica delle emissioni globali dal 1990 al 2018 [1].

Considerando l’emissione di CO₂ relativa alla sola generazione di energia, l’anno 2018 ha fatto segnare un aumento del 1.7%, con il valore storico di 33.1 miliardi di tonnellate di gas riversate in atmosfera. È stato il tasso di aumento maggiore dal 2013, e del 70% superiore della media dal 2010.

Negli anni tra il 2014 ed il 2016, anche se l’economia globale ha continuato ad espandersi, si è registrata una stagnazione nelle emissioni di CO₂ data principalmente da un forte progresso nell’efficienza energetica e la messa in funzione di molte tecnologie “pulite”, con il conseguente declino della richiesta di carbone.

Purtroppo le dinamiche sono cambiate tra il 2017 ed il 2018, quando una maggiore crescita economica non è stata seguita da un’adeguata crescita di produttività energetica, e le opzioni non-inquinanti non si sono sviluppate così velocemente da rispondere alla nuova domanda.

Il risultato è stato che le emissioni nocive hanno raggiunto un tasso di au-

mento dello 0.5% per ogni punto percentuale di sviluppo economico, rispetto una media del 0.3% degli anni precedenti. Il nucleare e le rinnovabili hanno senza meno avuto il loro impatto, con le emissioni che sono cresciute del 25% in meno rispetto l’aumento di richiesta energetica nel 2018.

Per la prima volta, l’IEA ha definito l’impatto dei combustibili fossili sul riscaldamento globale. Si è dimostrato che la CO₂ emessa dalla combustione del carbone è stata responsabile di oltre 0.3°C su 1°C di aumento di temperatura media annuale. I dati di concentrazione di CO₂ media annuale nel 2018 in atmosfera hanno segnato un valore di 407.4 ppm.

Il maggior impiego di tecnologie rinnovabili, ha avuto nel 2018 un forte impatto nella riduzione dei gas nocivi sprigionati in atmosfera, evitando l’emissione di 215 milioni di tonnellate di CO₂, la maggior parte dei quali grazie alla transizione verso fonti rinnovabili nel settore di generazione elettrica.

La Cina e l’Europa hanno guidato questo “risparmio” grazie alle rinnovabili, contando per quasi i due terzi sul totale a livello mondiale. Un buon segnale è arrivato anche dagli impianti nucleari che hanno fatto evitare ulteriori 60 milioni di tonnellate. In generale, senza la transizione verso tecnologie non-inquinanti, le emissioni nocive sarebbero state il 50% più alte.

Per la prima volta in dieci anni, lo scorso 2018 si è visto un serio sviluppo di impianti di cattura, uso e stoccaggio di sostanze carboniose (*carbon capture, utilisation and storage*, CCUS) su larga scala. La Cina ha messo in funzione un nuovo impianto per la cattura della CO₂ dal processo del gas naturale, mentre l’Europa ha dato sviluppo a cinque nuovi progetti. I nuovi impianti sono potenzialmente capaci di catturare fino a 13 milioni di tonnellate di CO₂ all’anno.

La domanda di energia elettrica nel 2018 è cresciuta del 4%, pari a 900 TWh. Il nucleare e le rinnovabili hanno dato il maggior contributo in tal senso. La generazione di potenza da impianti alimentati a carbone o a gas ha ancora

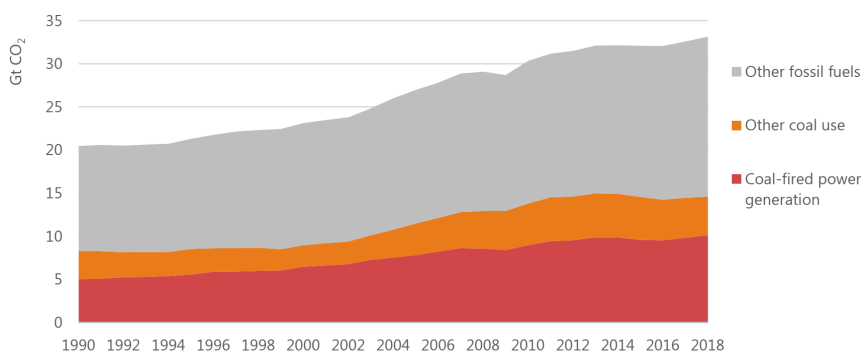


Figura 2.4: Crescita delle emissioni di CO₂ dal 1990 al 2018 [1]

Capitolo 2. Contesto energetico globale

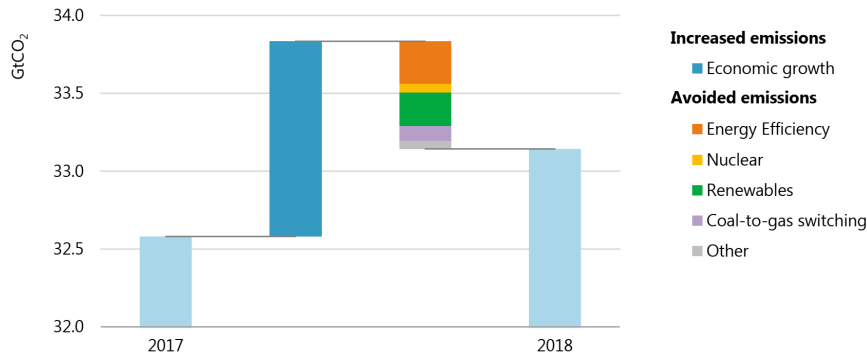


Figura 2.5: Bilancio nella produzione di CO₂ [1]

Tabella 2.3: Totale emissioni di CO₂ al 2018 per regione [1]

Regione	Domanda (Mt CO ₂)	Crescita (%)
Stati Uniti	4888	3.1
Cina	9481	2.5
India	2299	4.8
Europa	3956	-1.3
Resto del mondo	11 249	1.1
Mondo	33 143	1.7

sostenuto una crescente domanda elettrica, portando all’aumento di emissioni nocive del settore discusse sopra.

La Cina e gli Stati Uniti, i due maggiori mercati elettrici, hanno mosso il 70 % della domanda mondiale. In Cina la domanda elettrica è aumentata del 8.5 % grazie a settori industriali in espansione come la siderurgia o le costruzioni, ma anche da una maggiore richiesta di condizionamento domestico. Negli Stati Uniti, dopo un consumo stabile degli anni recenti, la domanda è salita del 4 % fino al livello record di quasi 4000 TWh, il 17 % del totale mondiale. Gran parte di questo aumento è stato causato da un’estate ed un inverno con livelli di temperatura oltre la media, che hanno portato a maggiori richieste di energia elettrica per il condizionamento degli edifici.

La domanda elettrica nel 2018 in India è cresciuta ad un ritmo inferiore rispetto l’anno precedente, con un tasso del 5.4 % equivalente a circa 65 TWh. Ciò è stato dovuto da maggiori richieste negli edifici ma anche da un più ampio accesso alla rete. Infatti, lo scorso anno l’India ha completato l’elettrificazione di tutto i suoi villaggi, arrivando a coprire quasi 30 milioni di persone.

In Europa e Giappone la domanda è aumentata di meno dell’1 %, mentre in Australia è addirittura diminuita. Un’estate molto calda ha invece fatto salire la domanda in Korea del Sud.

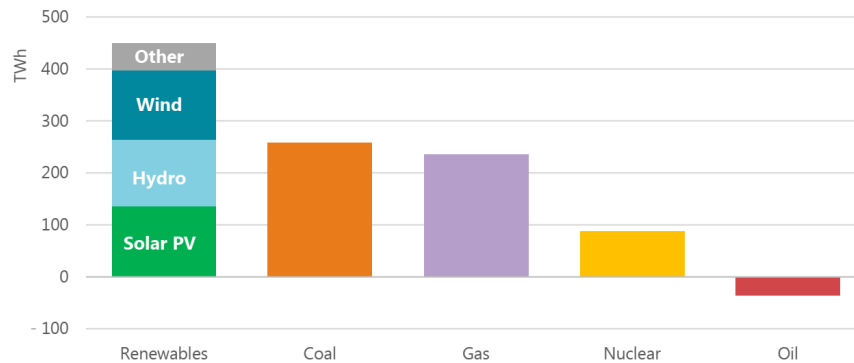


Figura 2.6: Produzione energia elettrica al 2018 per fonte [1]

La produzione elettrica da fonte rinnovabile ha accelerato la sua crescita del 7% nel 2018, raggiungendo il 45% della nuova domanda di elettricità globale. Ha toccato quote record in diversi Paesi, come in Germania, dove per la prima volta, la produzione rinnovabile ha superato quella del carbone. Nel Regno Unito, le rinnovabili hanno prodotto una quota record del 35% sul totale di circa 335 TWh. La produzione da fotovoltaico, eolico ed idroelettrico ha pesato ciascuna per il 30% sull'aumentata generazione rinnovabile mondiale, con le biomasse a coprire la restante parte.

Malgrado l'importante quota di generazione garantita dalle fonti non inquinanti, quella prodotta dalla combustione del carbone o del gas naturale è stata chiamata nel 2018 a coprire una domanda elettrica più alta.

Con il 38% di presenza nel mercato, la generazione da carbone rimane la prima fonte di produzione di energia elettrica: i maggiori aumenti si sono visti in Cina e India. Il gas naturale ha seguito a ruota la crescita del carbone, con un aggiunta di 240 TWh alla produzione globale, gran parte della quale è venuta dagli Stati Uniti, dove gli impianti di generazione alimentati a gas hanno superato quelli alimentati a carbone.

La domanda di energia da fonti rinnovabili si è accresciuta del 4% nel 2018, valendo per quasi un quarto della crescita di domanda energetica globale, seconda soltanto al gas naturale.

A livello mondiale, la Cina è stata la capofila nella generazione elettrica da rinnovabili, con oltre il 40%, seguita dall'Europa con il 25%. Le rinnovabili hanno avuto diffusione rapida anche al di fuori di questi grandi mercati.

La generazione da solare fotovoltaico ha segnato un altro anno record, guadagnando un 31% ed arrivando vicino ai 100 GW nel 2017. La Cina ha aggiunto altri 44 GW alla sua capacità di generazione fotovoltaica, anche se inferiore ai 53 GW del 2017. Negli Stati Uniti e in India, la nuova capacità è rimasta simile all'anno precedente, mentre in Europa si è visto un incremento per la prima

Capitolo 2. Contesto energetico globale

Tabella 2.4: Produzione energia elettrica mondiale al 2018 per fonte [1]

Fonte	Produzione (TWh)	Crescita (%)	Diffusione (%)
Carbone	10 116	2.6	38
Petrolio	903	-3.9	3
Gas	6091	4.0	23
Nucleare	2724	3.3	10
Idroelettrico	4239	3.1	16
Biomasse	669	7.4	3
Eolico	1217	12.2	5
Fotovoltaico	570	31.2	2
Altre RE	144	4.2	1
Totale	26 672	4.0	100

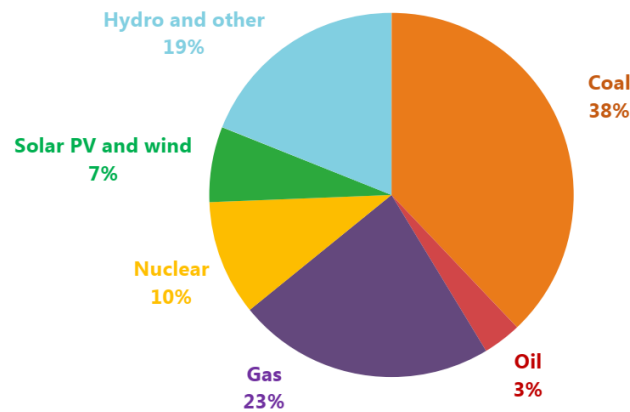


Figura 2.7: Mix energetico nella produzione di energia elettrica al 2018 [1]

volta dal 2015.

L'elettricità prodotta da fonte eolica è cresciuta del 12% lo scorso anno, mantenendo lo scettro di maggiore fonte rinnovabile non idrica. La capacità eolica in Cina si è estesa dai 15 GW del 2017 ai 20 GW del 2018 grazie agli interventi governativi che hanno promosso bandi per lo sviluppo in certe regioni del continente. In Europa, l'espansione della produzione eolica è stata inferiore rispetto i livelli record toccati dalle nuove installazioni del 2017, mentre negli Stati Uniti il mercato ha mostrato una leggera ripresa.

La generazione da idroelettrico, nonostante non sia stata aggiunta nuova capacità produttiva, ha segnato un tasso di espansione stimato del 3%. D'altra parte, per le restanti fonti rinnovabili, le bioenergie hanno fatto da capofila nella classifica dello sviluppo, mostrando che utilizzi moderni nell'industria e nelle costruzioni hanno grandi potenzialità. Il solare termico rimane la seconda fonte

di calore di tipo rinnovabile, essendo di maggior impiego per il riscaldamento dell’acqua a livello domestico, anche se la tendenza generale è di rallentamento.

In conclusione, l’utilizzo di fonti rinnovabili necessita di un’espansione molto più rapida in tutti i settori, per poter essere in linea con gli obiettivi climatici di lungo termine e per garantire un più ampio accesso alle moderne fonti di energia. In questo scenario, la diffusione delle rinnovabili nel mix energetico dovrà incrementarsi da un quarto odierno ai due terzi del 2040. Nella fornitura di calore, le rinnovabili devono portare la loro presenza dal 10 % al 25 %. Nel settore dei trasporti, infine, è richiesta una crescita dal attuale 3.5 % al 19 % inclusi gli usi diretti ed indiretti, come il supporto alla mobilità elettrica [1].

Tabella 2.5: Produzione da fonte rinnovabile al 2018 per regione [1]

Regione	Domanda (TWh)	Crescita (%)
Stati Uniti	744	4.1
Cina	1854	10.9
India	291	10.6
Europa	1462	8.5
Resto del mondo	2449	4.0
Mondo	6800	7.1

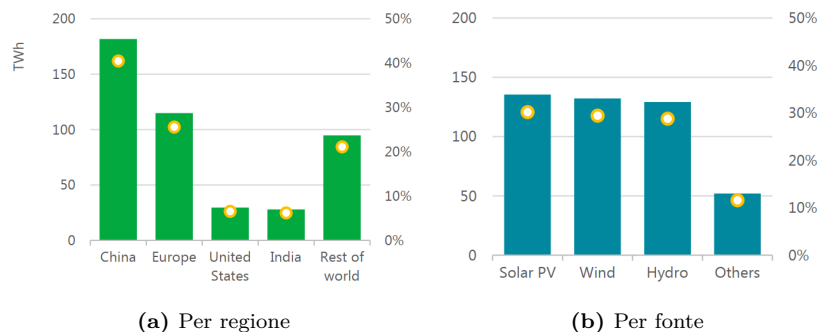


Figura 2.8: Crescita di produzione da fonte rinnovabile al 2018 [1]

2.1 Il settore eolico in Europa

In Europa, nel 2018, sono stati installati ben 11.7 GW di nuova energia eolica. In compenso, circa 0.4 GW di impianti eolici sono stati smantellati, pertanto la nuova potenza netta installata si attesta a 11.3 GW.

Con una capacità installata totale di 178.8 GW, l'eolico si conferma la seconda più grande fonte di generazione energetica nell'UE-28 (189 GW in Europa), e si appresta a superare nel 2019 gli impianti a gas naturale.

Lo scorso anno, 20.7 GW di nuova capacità produttiva è stata installata nell'Unione Europea, segnando una caduta del 27% rispetto l'anno precedente. Degli 11.7 GW di nuova potenza eolica il 23% è rappresentato dalle installazioni in mare (*offshore*), con 2.65 GW di nuova potenza allacciata alla rete. Questi dati sono significativamente inferiori rispetto ai livelli record del 2017 di 17.1 GW. I valori raggiunti sono addirittura i più bassi dal 2011, e riflettono i cambiamenti normativi che gli Stati Membri hanno attuato in recepimento delle linee guida del Fondo Europeo di aiuto agli Stati.

L'eolico si è rivelata la tecnologia energetica con il maggiore incremento di installazione, contando per il 49% sul totale delle nuove installazioni nell'UE-28, seguita dal solare fotovoltaico con il 39% (8 GW) e le biomasse con il 5% (1.1 GW).

Le fonti fossili hanno visto solamente un incremento del 4%, la maggior parte del quale proveniente dagli impianti a gas naturale con 0.8 GW, mentre le centrali a carbone hanno segnato un ulteriore potenza installata di 0.2 GW.

Rispetto all'anno precedente, nel 2018 le dismissioni di vecchi impianti sono crollate del 75%. Gli impianti a combustibile fossile rimangono i primi nella classifica degli smantellamenti, con in testa le centrali a carbone (-1.7 GW) seguite da quelle a gasolio (-0.7 GW) [2].

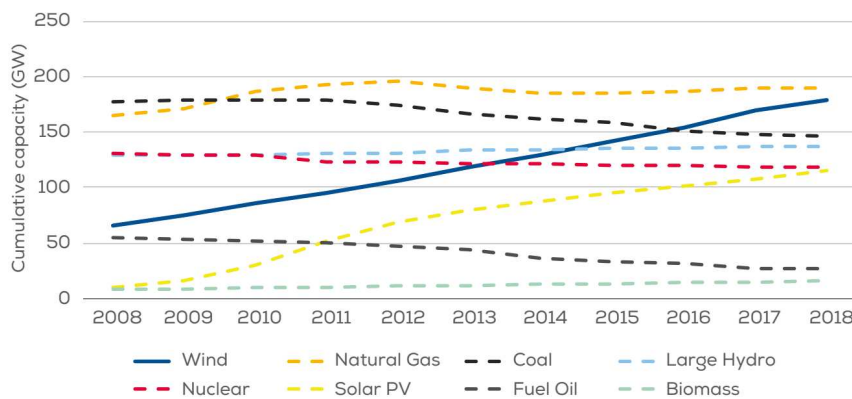


Figura 2.9: Capacità totale di generazione in UE-28 [2]

2.1. Il settore eolico in Europa

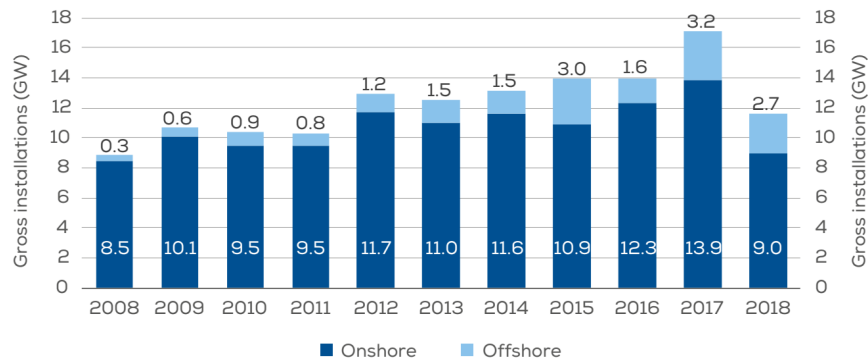


Figura 2.10: Storico della nuova capacità eolica installata in Europa [2]

I dati discussi sinora rappresentano il livello più basso di nuove installazioni sin dal 2003. Le centrali a carbone e a gas naturale hanno toccato il minor incremento dal 2000 ad oggi, con solo 0.9 GW. Come conseguenza, la quota di fonti rinnovabili nella nuova capacità produttiva installata ha raggiunto il valore record del 95 %.

Nella classifica degli Stati europei delle installazioni di impianti eolici, il 65 % della nuova potenza è coperto da soli quattro Paesi: Germania, Regno Unito, Francia e Svezia. Tra questi svetta la Germania, con i suoi 3371 MW (di cui 969 MW offshore) rappresenta da sola il 29 % del totale, in calo rispetto l'anno precedente (39 % nel 2017). Un grosso rallentamento è stato riscontrato nelle installazioni su terra (*onshore*), in conseguenza del prolungamento dei processi autorizzativi e quindi dei periodi di costruzione: dai 5334 MW del 2017 ai 2402 MW dello scorso anno.

Al secondo posto si è affermato il Regno Unito con 1901 GW installati, di cui però quasi il 70 % dovuti agli impianti offshore. Si pensi ad esempio che in Ottobre è stato varato il più grande parco eolico offshore al mondo, con 87 macchine ed una potenza complessiva di 657 MW.

La Francia si è piazzata al terzo posto con 1565 MW a causa di forti ritardi negli iter autorizzativi dei progetti per impianti su terra ferma e praticamente nessuno sviluppo nel settore offshore. In ogni caso, essendo il livello di installazioni nei restanti Paesi europei molto inferiore, la quota di potenza è passata dal 10 % del 2017 al 13 %.

Molto più indietro l'Italia, che non ha raggiunto i 500 MW con le sole installazioni onshore, al pari di Turchia, Norvegia e Spagna.

Prendendo in esame la taglia dei singoli generatori eolici installati nel 2018, si è visto che in Europa dimensioni e tipo di turbine variano significativamente tra i Paesi. Sulla base della potenza media installata su terra, la classifica degli Stati Membri vede la Norvegia in testa, spiccando tra gli altri con 3.6 MW [2].

Capitolo 2. Contesto energetico globale

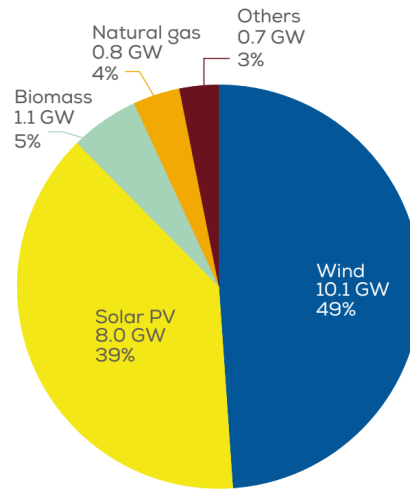


Figura 2.11: Mix energetico della nuova capacità installata nel UE-28, sul totale di 20.7 GW [2]

Per contro il numero delle nuove macchine installate non è dei più alti, 134, addirittura inferiore a quello italiano: questo denota che la taglia per singola macchina installata è molto grande. All’altro estremo troviamo la Grecia e la Lituania, che non superano i 2MW, con un totale di 103 e 9 installazioni rispettivamente.

Al secondo posto nelle installazioni onshore si trovano la Germania e l’Austria, con una potenza media di 3.2MW. Tuttavia, il loro posizionamento per numero di installazioni è agli antipodi. Se alla Germania spetta il primato in assoluto per numero di nuove macchine (743), l’Austria deve accontentarsi di guidare il gruppetto di coda con appena 71 unità.

Guardando alle sole installazioni offshore, la potenza media nel 2018 si è attestata sui 6.8MW, risultando del 15% superiore ai livelli dell’anno precedente. Il Regno Unito, con 222 nuove turbine e 5.9MW di potenza media, guida la classifica dei sei Paesi che vantano nuovi impianti in mare, seguita dalla Germania con 7.1MW ripartiti tra 136 macchine.

In questo campo, però, se si guarda alla potenza media installata, la Danimarca balza in testa al gruppo con ben 7.7MW in sole 8 installazioni, ed il Belgio subito dietro con 7.4MW e 42 nuove turbine.

Vale la pena segnalare che lo scorso anno è stata installata la più grande turbina eolica al mondo, la MHI Vestas V164-8.8, con un rotore di 164m di diametro e la potenza record di 8.8MW, e connessa al parco eolico offshore del European Offshore Wind Development Centre del Regno Unito [2].

2.1. Il settore eolico in Europa

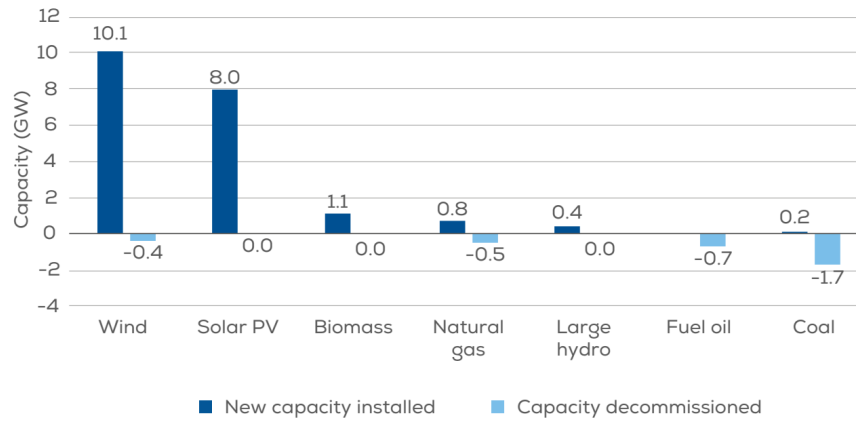


Figura 2.12: Confronto tra installazioni e dismissioni in UE-28 per fonte [2]

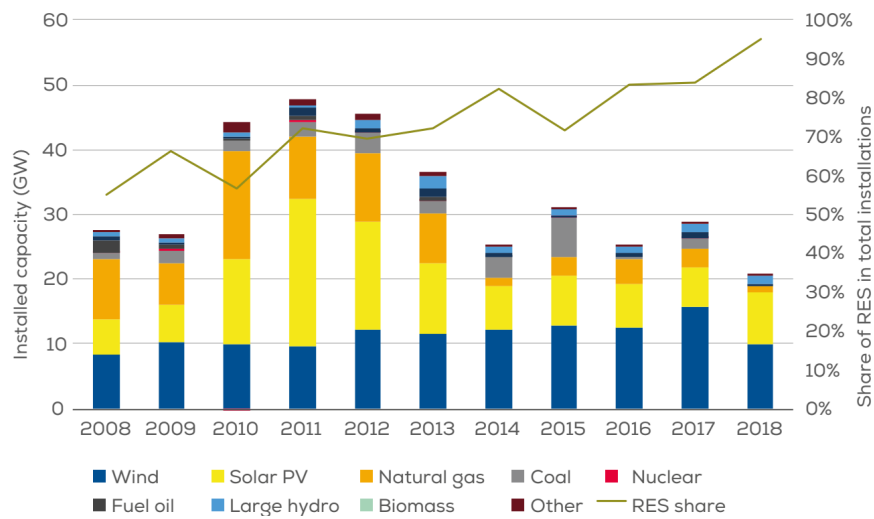


Figura 2.13: Storico delle quote per fonte energetica nella nuova potenza installata in UE-28 [2]

Capitolo 2. Contesto energetico globale

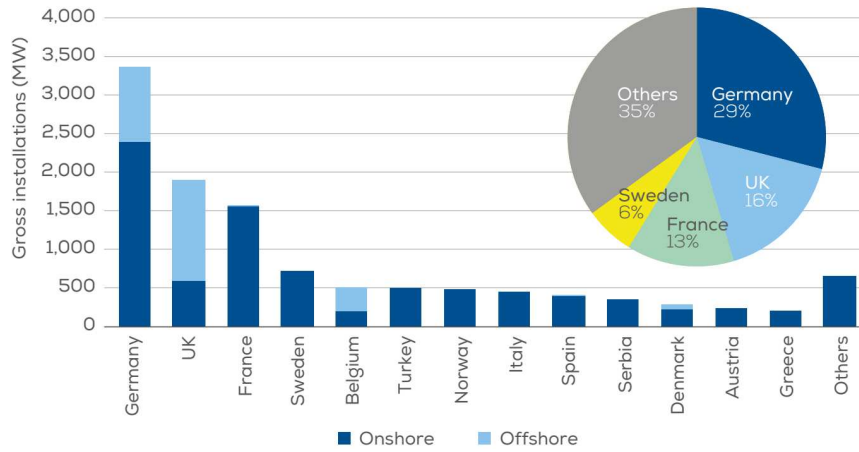
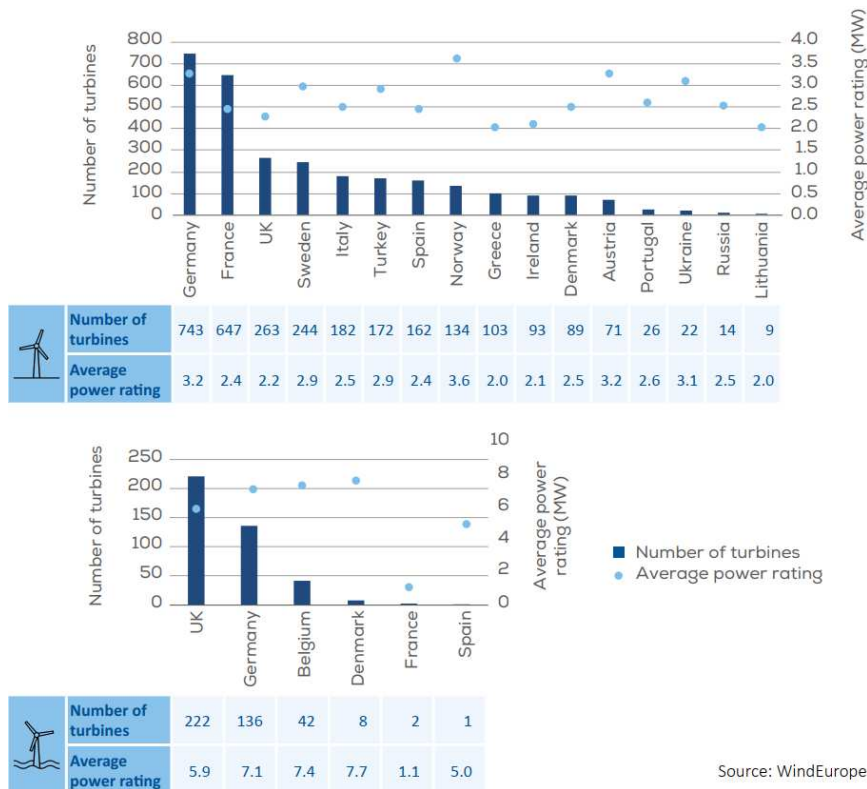


Figura 2.14: Installazioni di eolico per i Paesi europei [2]



Source: WindEurope

Figura 2.15: Numero e potenza media delle installazioni nel 2018 per i Paesi europei [2]

2.2 Il caso mini-eolico

Tecnicamente esistono diverse definizioni della categoria delle turbine eoliche di piccola taglia. La più importante è certamente quella fornita dall’organo di standardizzazione internazionale, la Commissione Elettrotecnica Internazionale IEC, che definisce la taglia degli aerogeneratori, e quindi i relativi criteri di progetto, secondo la superficie spazzata dal rotore indipendentemente dalla potenza erogata dalla macchina. Viene assegnato come valore di distinzione tra grande e piccola taglia, la superficie rotorica di 200 m^2 , ovvero un diametro rotore di 16 m circa: le macchine di grande taglia sono progettate secondo lo standard IEC 61400-1, quelle di piccola taglia secondo lo IEC 61400-2.

I singoli Paesi hanno poi adottato delle proprie definizioni di taglia, sulla base delle quali hanno gestito l’erogazione degli incentivi e quindi favorito o meno lo sviluppo di una o l’altra tipologia di macchine. Solo a titolo di esempio, in Canada la tariffa incentivante viene applicata per impianti con potenza fino a 50 kW, mentre in Italia l’incentivo si estende fino a 200 kW.

Ne sono una conferma i dati pubblicati dalla *World Wind Energy Association* (WWEA) in un report del 2016 riguardo il mercato del mini-eolico [3]. Nonostante i dati non siano aggiornati, la tendenza del settore è ben evidente. A fine 2014 sono state installate nel mondo almeno 945 000 turbine di piccola taglia (nel rapporto il riferimento di taglia è fissato a 100 kW). I maggiori mercati sono Cina e USA con 689 000 e 159 300 impianti installati rispettivamente, seguiti dal Regno Unito che con 28 640 unità da solo ha contato per il 3 % sul totale, a discapito di una tariffa incentivante non particolarmente favorevole introdotta negli anni precedenti.

Nel resto del mondo spicca l’Italia, che ha registrato un incremento nelle installazioni del 71 % e che l’ha portata al quarto posto nella classifica della capacità produttiva mondiale da mini-eolico, subito preceduta dal Regno Unito. In particolare, il settore di taglia 15 kW – 100 kW è cresciuto del 75.6 % nel Regno Unito, mentre in Italia, solo le macchine di taglia 20 kW – 60 kW sono aumentate di oltre l’85 % [3]. Come detto in precedenza, i risultati evidenziati sono il frutto di tariffe incentivanti mirate alla crescita di macchine di piccola taglia.

La situazione del mini-eolico in Italia si sta dirigendo verso uno stallo nelle installazioni di nuovi impianti. Questo è dovuto sia ad un territorio troppo sfruttato e ormai saturo, sia ad una politica energetica che ha dirottato una buona parte dei finanziamenti verso la riqualificazione di vecchi impianti eolici.

Il parco mini-eolico italiano attuale è molto variegato e rarefatto, così come mostrato dal grafico di Figura 2.17, secondo il quale la maggior parte degli impianti ha una taglia di 50 kW o 60 kW. Se si analizza la distribuzione degli impianti eolici con taglia fino a 60 kW sul territorio italiano, il panorama de-

Capitolo 2. Contesto energetico globale



Figura 2.16: Fotografia di parco eolico con aergeneratori di piccola taglia (per gentile concessione di Ergo Wind s.r.l.)

lineato è quello riportato in Figura 2.18. Il totale della potenza installata si attesta attorno ai 79 173.6 kW, concentrati in gran parte al meridione, come è evidente anche dai dati raccolti in Tabella 2.6.

Questi impianti però non rispettano criteri progettuali ben definiti, con il risultato di un’ampia varietà di modelli disponibili, caratterizzati da qualità di resa energetica talvolta molto differenti all’interno della stessa taglia di potenza. Da un’analisi condotta prendendo ad esame le caratteristiche tecniche fornite dai maggiori produttori di mini-eolico, sono state stimate le prestazioni medie del parco mini-eolico italiano. I risultati su un campione di 29 modelli analizzati sono rappresentati nella Figura 2.19.

È interessante notare che i valori indicati per alcune macchine sono decisamente elevati, come il dato *Ore Equivalenti* (rapporto tra energia annuale prodotta e potenza nominale), perché in molti casi le curve di potenza pubblicate dai costruttori non sono soggette a certificazione da parte di un ente accreditato, pertanto queste risultano oltremodo sovrastimate. Si confrontino i dati delle Figure 2.19a e 2.19b. Altro dato notevole è il rapporto tra occupazione volumetrica della macchina e ore equivalenti, mostrato in Figura 2.19c, che rappresenta la qualità della macchina: valori bassi del rapporto Volume/Ore Equivalenti corrispondono ad alte produzioni specifiche. Nel caso delle macchine di taglia 60 kW la grande dispersione dei valori calcolati è un indice preoccupante dello stato del parco macchine.

La progettazione di un impianto eolico con turbine di piccola taglia richiede, sotto alcuni aspetti, un’attenzione addirittura superiore rispetto quelli di grande taglia. Le principali ragioni sono le seguenti.

1. La turbina di piccola taglia opera ad altezze dal terreno sensibilmente inferiori alle sorelle maggiori: generalmente il mozzo di una mini-turbina

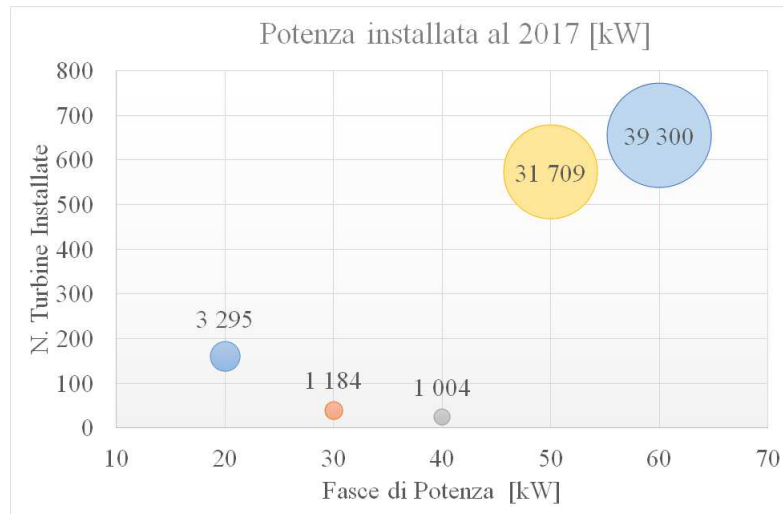


Figura 2.17: Potenza installata al 2017 per taglia di turbina

è a circa 20 m – 30 m dal suolo, laddove una maxi-turbina si aggira ormai a 80 m – 110 m.

2. La tipologia di terreno circostante e la presenza di ostacoli naturali comporta un innalzamento della turbolenza ambientale che risulta maggiore vicino al suolo. Da ciò si deduce che la mini-turbina sarà soggetta a maggiori sollecitazioni a fatica nel corso della sua vita (vedi Figura 2.20). Non a caso, i criteri progettuali indicati dalla norma IEC 61400-2 per la piccola taglia stabiliscono un indice di turbolenza I_{15} per il calcolo strutturale superiore al massimo fornito per la grande taglia (si confrontino le tabelle in Figura 2.21).
3. La maggior parte delle turbine eoliche di grande taglia ha ricevuto una certificazione da un ente terzo che ne garantisce la progettazione, la costruzione, le prestazioni energetiche e le emissioni sonore, consentendo al progettista di valutare la produzione della macchina con un buon margine di precisione. Ciò non vale per le turbine di piccola taglia (perlomeno per $P_N \leq 60$ kW) che, per la quasi totalità, non sono certificate secondo le norme di settore.
4. Lo studio anemometrico del sito di installazione deve essere particolarmente accurato nel caso di un impianto di piccola taglia, utilizzando torri di misura dotate di sensori di velocità e direzione su più piani e calcolando in modo attento il livello di turbolenza del sito. Purtroppo la maggior parte delle installazioni mini-eoliche non hanno avuto tali attenzioni e, ad-

Capitolo 2. Contesto energetico globale

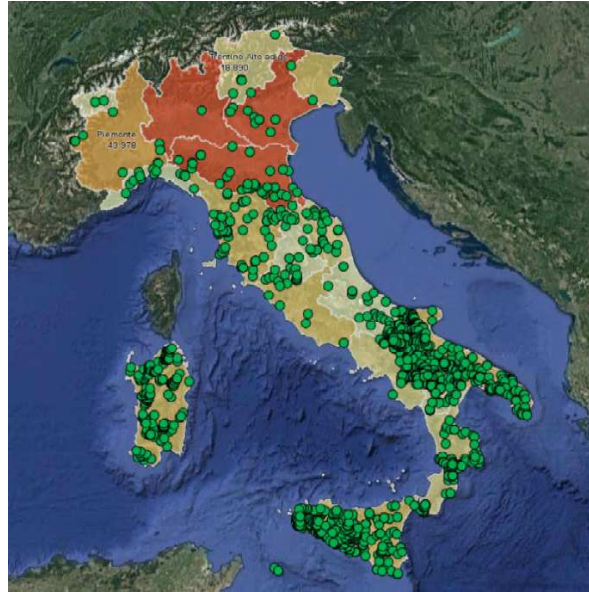


Figura 2.18: Atlante installazioni mini-eolico in Italia

dirittura, si utilizzano dati numerici provenienti da modelli meteorologici di mesoscala.

La problematica legata alle emissioni sonore di questa particolare taglia di generatori eolici, come per i rispettivi di grandi dimensioni, entra prepotentemente nella valutazione di impatto ambientale. Ma per le macchine di piccola taglia, la questione si rivela più importante per una serie di motivazioni.

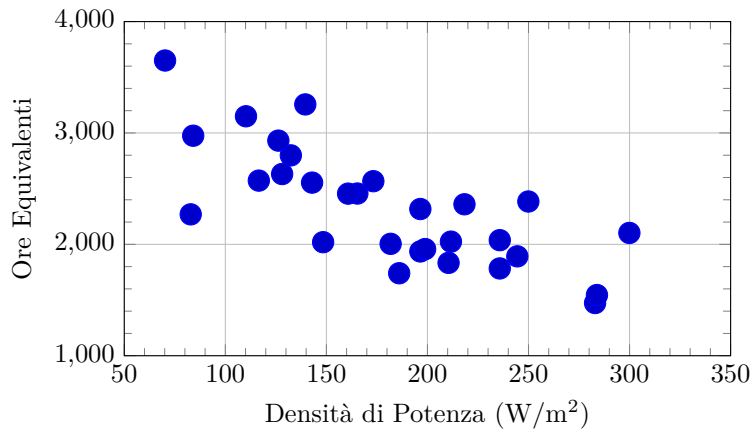
1. Gli impianti mini-eolici si trovano prevalentemente in zone rurali, spesso nei pressi di centri abitati, dove il livello sonoro ambientale è generalmente più basso rispetto, ad esempio, a quello delle zone industriali, e tale da non mascherare l'emissione delle macchine specialmente nelle ore notturne.
2. Avendo un'altezza al mozzo relativamente contenuta, il rotore si trova più vicino al suolo, con il risultato di un maggiore effetto di riflessione dell'emissione prodotta dalle pale in rotazione e dai componenti della navicella, al contrario delle turbine di grande taglia che svettando oltre gli 80 m possono contare su un maggiore assorbimento atmosferico.
3. Il maggiore livello di turbolenza atmosferica alle basse quote causa forti instabilità di flusso sulle pale che genera maggiore rumore aerodinamico, con contenuto energetico alle basse frequenze e distanze di propagazione superiori.

Tabella 2.6: Potenza installata da mini-eolico per regione al 2017

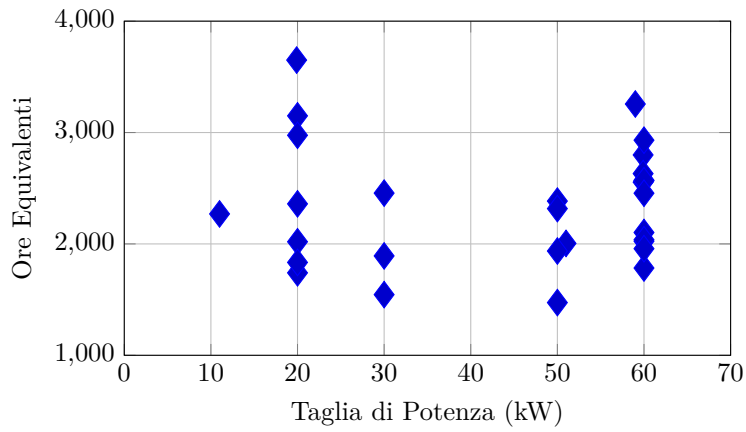
Regione	Taglia fino a 20 kW [kW]	Taglia 20 kW – 60 kW [kW]
Abruzzo	31	250
Basilicata	152	17 246
Calabria	140	4912
Campania	78	8978
Emilia Romagna	74	655
Friuli Venezia Giulia	4	0
Lazio	47	418
Liguria	52	53
Lombardia	21	0
Marche	72	309
Molise	23	200
Piemonte	18	170
Puglia	463	21 479
Sardegna	122	10 493
Sicilia	1099	9985
Toscana	132	1283
Trentino Alto Adige	12	61
Umbria	67	20
Valle d’Aosta	4	0
Veneto	32	20
Totale	2642	76 531

4. Il livello di emissione globale relativamente elevato è dovuto soprattutto alla maggiore velocità di rotazione, dal momento che i livelli sonori sono proporzionali alla velocità di punta del rotore (si veda la Figura 3.1b). Pertanto, con regimi di funzionamento che in media variano dai 45 RPM agli 80 RPM (a potenza nominale) contro gli scarsi 18 RPM del maxi-eolico, le turbine di piccola taglia vantano valori di velocità di tip fino a 65 m/s, perfettamente paragonabili al range di lavoro tipico delle sorelle maggiori (25 m/s – 80 m/s).
5. Altro aspetto legato ai maggiori regimi di rotazione è l’effetto Doppler sul rumore aerodinamico generato nella fase discendente del moto rotatorio della pala. Il risultato è uno spostamento delle frequenze di picco verso le bande centrali dello spettro, risultando in un emissione con contenuto energetico prevalente nella banda di maggiore sensibilità uditiva umana.

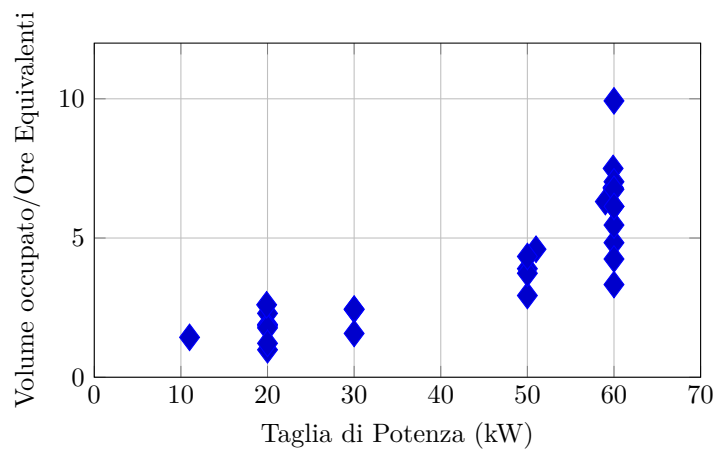
Capitolo 2. Contesto energetico globale



(a)



(b)



(c)

Figura 2.19: Distribuzione di prestazioni del mini-eolico ($k = 1.683$, $C = 5.64$ m/s, $V_{ave} = 5.1$ m/s)

2.2. Il caso mini-eolico

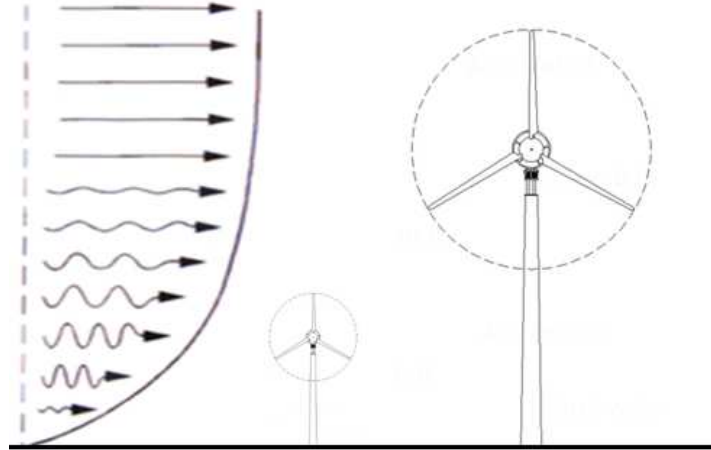


Figura 2.20: Profilo di velocità del vento: confronto tra maxi e mini-eolico.

Wind turbine class		I	II	III	S
V_{ref}	(m/s)	50	42,5	37,5	Values specified by the designer
A	I_{ref} (-)	0,16			
B	I_{ref} (-)	0,14			
C	I_{ref} (-)	0,12			

(a) IEC 61400-1 per maxi-eolico

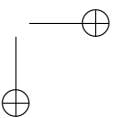
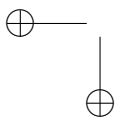
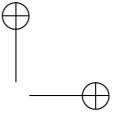
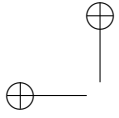
SWT class		I	II	III	IV	S
V_{ref}	(m/s)	50	42,5	37,5	30	Values to be specified by the designer
V_{ave}	(m/s)	10	8,5	7,5	6	
I_{15} (Note 2)	(-)	0,18	0,18	0,18	0,18	
a	(-)	2	2	2	2	

NOTE

- 1) the values apply at hub height, and;
- 2) I_{15} is the dimensionless characteristic value of the turbulence intensity at 15 m/s, where 0,18 is the minimum value that shall be used, and noting that Annex M discusses observations regarding turbulence intensity;
- 3) a is the dimensionless slope parameter to be used in Equation (7).

(b) IEC 61400-2 per mini-eolico

Figura 2.21: Condizioni esterne di progetto secondo normativa



Capitolo 3

Aeroacustica di turbine eoliche

Nonostante i rilevanti incrementi percentuali annui di potenza installata, la diffusione di nuovi impianti è talvolta ancora frenata da alcune indeterminanze normative, che lasciano spazio alla riluttanza delle comunità locali che temono l’impatto ambientale degli impianti eolici. I timori sono dovuti soprattutto all’impatto visivo sul paesaggio, ma anche all’immissione di rumore nell’ambiente circostante. È ormai diffuso, nella maggior parte della popolazione, il malcontento nei riguardi della diffusione dei generatori eolici, che vengono visti come oscure deturpazioni del paesaggio, con le tanto acclamate accuse di sfruttamento selvaggio del territorio e danni alla fauna migratoria, piuttosto che valide alternative alle centrali elettriche a combustibili fossili.

La rumorosità dei parchi eolici è tuttora un aspetto critico, ma grazie anche ai contributi di numerosi progetti europei espressamente dedicati alla problematica del rumore, brevemente elencati in Tabella 3.2, il problema è stato affrontato efficacemente e nelle turbine di ultima generazione è stata ottenuta una significativa mitigazione del rumore emesso.

Tuttavia, benché i moderni parchi non siano particolarmente rumorosi in termini assoluti e lo siano in generale meno di molti altri insediamenti industriali, il più delle volte essi sono situati in ambienti rurali, dove il rumore di fondo è molto basso, soprattutto in periodo notturno, quando si hanno condizioni di propagazione del rumore a terra sfavorevoli e l’effetto di mascheramento risulta conseguentemente attenuato.

Inoltre, i continui progressi tecnologici e l’intento di ricavare sempre maggior produzione elettrica anche in aree a minor ventosità, hanno spinto le case costruttrici a produrre macchine di taglia via via più grande per poter lavorare con velocità del vento inferiori e ad avvicinare le installazioni alle zone urbanizzate. Per questi luoghi, l’Organizzazione Mondiale della Sanità ha imposto i livelli di rumore ambientale ammissibili, che vanno considerati in fase di collaudo. A tal proposito un rapporto di SIEMENS [5], raccogliendo le misurazioni di emissione di turbine eoliche con diverse caratteristiche, ha riportato come i livelli sonori prodotti si incrementino con le dimensioni e le velocità operative della macchina, come mostrato in Figura 3.1.

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

Tabella 3.1: Livelli di potenza sonora emessa dalle turbine eoliche per taglia, fonte database WINDPRO. [4]

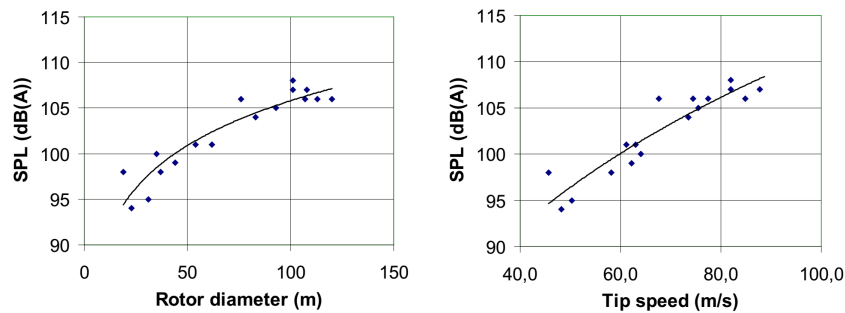
Potenza [kW]	Diametro [m]	H mozzo [m]	Vel. vento [m/s]	Velocità [rpm]	L_{wA} [dBA]
500	37	-	8	30	97.7
	40.3	65	8	38	99.5
	40.3	65	10	38	100.8
800	48	56	6	29.5	96.9
	48	56	8	29.5	101.2
	48	56	10	29.5	102.1
1000	58	67	8	24	99.4
	58	70.5	8	24	100
	60	70	10	18	100.9
1500	64	80	8	17.3	101.3
	66	67	8	22	100.6
	70	65	10	19	104
	77	100	8	18	103.9
	82	93.6	7.7	14.4	105
2000	71	64	6	20	97.7
	82	85	8	19	103.4
	71	64	10	20	102.3
2300	82.4	-	8	17	107
	82.4	-	8	18	106.1
	90	100	8	16.9	103.3
	92.6	-	8	16	107
2750	80	70	8	17.5	102.5
	92	70	8	14.2	105.7
3600	104	-	8	15.3	107.4

Questi fattori hanno riportato l’attenzione sulle problematiche connesse alle emissioni sonore delle attuali turbine eoliche.

La ricerca scientifica ha delineato la direzione in cui muovere gli sforzi nell’individuare nuove soluzioni tecnologiche e approcci progettuali per l’ottimizzazione delle turbine, non soltanto per la mera riduzione sonora, piuttosto per l’ulteriore vantaggio derivato dalla possibilità di far lavorare gli aerogeneratori ad una velocità superiore, ovviamente a parità di livelli sonori emessi, prospettiva questa che strizza l’occhio alle compagnie energetiche. A conferma del fatto, nel già citato rapporto di SIEMENS [5] (Figura 3.2), viene stimato un possibile aumento di produzione elettrica annuale del 20% a fronte di una riduzione di 1 dB nelle emissioni sonore.

Tabella 3.2: Progetti europei sulla tematica del rumore da impianti eolici al 2008 [4].

Programma	Denominazione Progetto	Inizio	Fine
JOULE 2	<i>DEWI</i> : Aerodynamic noise from wind turbines and rotor blade modification	01/11/92	31/10/95
NNE-JOULE C	<i>DRAW</i> : Development of design tools for reduced aerodynamic noise wind turbines	01/01/96	31/12/97
NNE-JOULE C	<i>STENO</i> : Investigation of serrated trailing edge noise	01/01/96	30/04/98
NNE-JOULE C	<i>DATA</i> : Design and testing of acoustically optimized airfoils for wind turbines	01/10/98	30/09/00
EESD	<i>SIROCCO</i> : Silent rotors by acoustic optimization	01/01/03	31/12/05
FP6-SOCIETY	<i>WINDFARM PERCEPTION</i> : Visual and acoustical impact of wind farms on residents	01/01/07	30/06/08



(a) Livello sonoro in funzione del diametro rotore. (b) Livello sonoro in funzione della velocità di estremità.

Figura 3.1: Raccolta di dati misurati dei livelli sonori in funzione dei parametri delle turbine, fonte SIEMENS [5].

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

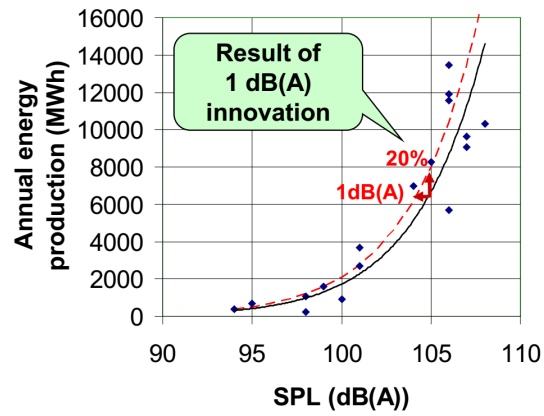


Figura 3.2: Stima di incremento di produzione elettrica annuale, per riduzione sonora di 1 dB, fonte SIEMENS [5].

3.1 Meccanismi di emissione sonora

Una turbina eolica in funzione produce un fastidioso rumore che potrebbe creare disturbo agli abitanti dei centri abitati nelle vicinanze. Tale rumore dipende generalmente da diversi fattori:

- la costruzione della macchina;
- le sue condizioni operative;
- le condizioni ambientali;
- la distanza dai centri abitati e la relativa posizione rispetto alla direzione del vento;
- l’interposizione di costruzioni o barriere naturali tra la turbina e l’ascoltatore;
- le caratteristiche di emissione delle pale stesse.

La potenza acustica emessa da una turbina eolica si compone in prima analisi di due diversi contributi: il rumore meccanico ed il rumore aerodinamico [6].

Il rumore meccanico trae origine dai diversi componenti della macchina, quali il generatore elettrico e gli ingranaggi. Si trasmette lungo le strutture della turbina e viene irradiato dalle superfici, come quella della navicella o della torre. Tale rumore non viene preso in considerazione nella progettazione delle moderne turbine eoliche in quanto le tecniche di isolamento acustico della navicella e dei componenti meccanici al suo interno rendono questa componente praticamente trascurabile. Questa assunzione è fortificata dal fatto che il rumore meccanico ha sempre carattere tonale, con frequenze ben conosciute e viene abbondantemente attenuato dall’atmosfera e mascherato dal rumore di fondo ambientale.

Il rumore aerodinamico è irradiato dalle pale ed è principalmente associato all’interazione tra la turbolenza e il passaggio della pala, turbolenza che comprende quella già presente naturalmente nell’aria e quella che si crea all’interno dello strato limite attorno al profilo alare (vedi Figura 3.3). Il rumore aerodinamico è la componente prevalente ed è quello che ha posto le maggiori difficoltà di controllo a livello progettuale, vista la sempre più frequente installazione di turbine di grande taglia, che ha portato ad un incremento dei livelli sonori di origine aerodinamica ben oltre quelli di origine meccanica.

I numerosi meccanismi di emissione sonora provocati dal flusso d’aria lambente il profilo portante della pala possono essere raggruppati in tre grandi categorie riportate in Tabella 3.3.

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

Il primo gruppo si riferisce alla parte di bassa frequenza dello spettro emesso. Questo tipo di rumore si genera quando la pala in rotazione incontra delle carenze di flusso localizzate, ad esempio attorno alla torre, o gradienti di velocità oppure scie da altre turbine nelle vicinanze.

Il secondo gruppo comprende la componente di rumore dovuta alla turbolenza presente naturalmente nell’atmosfera. Tale rumore dipende dalla lunghezza di scala della turbolenza atmosferica che risulta in fluttuazioni locali o globali della pressione superficiale e si riflette in rumore ad alta o bassa frequenza rispettivamente.

Il terzo gruppo comprende il rumore auto-prodotto dal profilo, principalmente associato allo strato limite sulla superficie. È tipicamente a banda larga ma possono sorgere delle componenti tonali dovute alle bolle di separazione laminare, bordi d’uscita troncati o fori e fessure indesiderate. In questa sezione ci soffermeremo sull’ultima categoria, descrivendo nel seguito le principali caratteristiche dei meccanismi di emissione ivi compresi.

Rumore sul bordo d’uscita (*trailing-edge noise*)

A partire dal punto di ristagno sul bordo d’attacco del profilo, uno strato limite si sviluppa sulla superficie della pala. Dapprima di carattere laminare, per poi tramutarsi in turbolento ad una determinata posizione relativa della corda. La transizione dipende dalla forma del profilo, dall’angolo d’attacco, dal numero di Reynolds (Re), dalla rugosità superficiale e dalla natura dei disturbi nel flusso incidente.

Parametri importanti nella descrizione della turbolenza dello strato limite sono le lunghezze di scala dell’energia dei vortici, l’energia cinetica turbolenta, la sua composizione spettrale e la velocità convettiva dei vortici. Tutti parametri dipendenti dalla coordinata normale allo strato limite. All’interno dello strato limite la turbolenza induce un campo di pressione fluttuante, la cui trasformata spaziale e temporale – lo spettro della frequenza del vettore d’onda – può essere usata per calcolare il rumore prodotto al bordo d’uscita.

A bassi numeri di Mach (M) i vortici turbolenti, siano essi in campo libero o incidenti su una parete, sono sorgenti di rumore poco efficienti. Se invece incontrano dei bordi netti, come il bordo d’uscita della pala di una turbina eolica, diventano molto più efficienti. Ed è questo il contributo più importante nell’emissione sonora delle moderne turbine eoliche di qualsiasi taglia. Nel prosieguo della trattazione verrà indicato per brevità come *TEN* (*trailing-edge noise*).

Il rumore prodotto è a banda larga e i valori superiori si registrano tipicamente nelle frequenze 500 Hz–1500 Hz a seconda della taglia della turbina e delle sue condizioni operative. I fattori importanti di influenza del TEN sono principalmente la distribuzione dell’energia cinetica normalmente alla superfi-

3.1. Meccanismi di emissione sonora

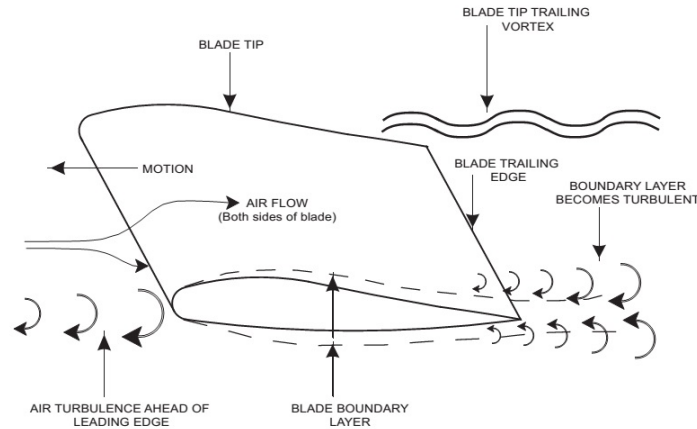


Figura 3.3: Sorgenti di rumore aerodinamico associate alla pala

cie, l'esatta forma del bordo d'uscita e l'impedenza della superficie, ma solo per le frequenze più alte.

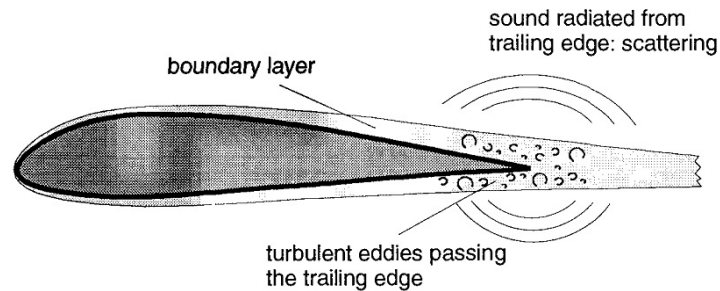


Figura 3.4: Rumore prodotto al bordo d'uscita del profilo

Rumore di estremità (tip noise)

La sorgente di rumore di estremità è stata identificata nella turbolenza del flusso localmente separato associato alla formazione del vortice di estremità. Dal momento che gli altri meccanismi di produzione sonora dipendono dalla quinta o sesta potenza della velocità locale del flusso, è facile pensare che la maggior parte del rumore si concentri all'estremità della pala (*tip*). Sebbene non sia ancora ben chiaro il meccanismo di emissione del *tip noise*, molti autori lo assimilano a quello di generazione del *TEN*.

Il *tip noise* è di tipo a banda larga ed è legato principalmente alla velocità convettiva del vortice d'estremità ed alla sua estensione lungo l'apertura alare, e in maniera indiretta anche alla posizione del cuore del vortice, dalla sua forza

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

e quindi dall'angolo d'attacco, dal numero di Reynolds e dalla distribuzione di carico della pala.

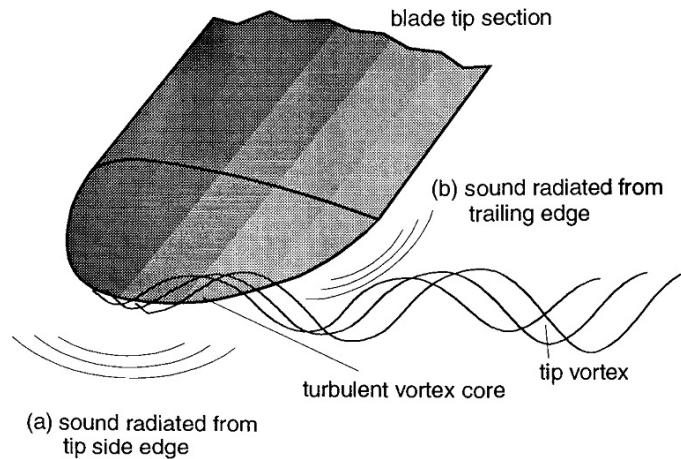


Figura 3.5: Rumore prodotto all'estremità della pala

Rumore da stallo (separation/stall noise)

Incrementando l'angolo d'attacco si instaurano le condizioni per una sempre più marcata separazione dello strato limite che porta, oltre una certa inclinazione, allo stallo, causando forti livelli di instabilità del flusso attorno al profilo. Numerosi esperimenti hanno evidenziato come per flussi mediamente separati il rumore da stallo viene emesso principalmente dal bordo d'uscita, mentre per stallo profondo si irradia dall'intera estensione della corda [7]. Inoltre lo stallo influisce anche sul TEN, aumentando il livello di oltre 10 dB.

Rumore di troncatura della coda (bluntness trailing edge noise)

La forma e la troncatura del bordo d'uscita del profilo determinano, in combinazione con determinati valori di Re , un distacco periodico di vortici secondo la cosiddetta *scia di Von Kármán*. L'alternarsi dei vortici nella scia prossima alla coda produce una fluttuazione importante della pressione risultando in un'efficace sorgente di rumore.

Il fenomeno è stato studiato avere carattere a banda larga ed essere dipendente dal rapporto tra lo spessore del bordo d'uscita t e lo spessore dello strato limite δ^* : il rumore viene prodotto quando il rapporto $t/\delta^* > 4$. Ma all'aumentare di tale rapporto, la larghezza di banda interessata da questo meccanismo si riduce, seppur mantenendo le stesse caratteristiche spettrali di un bordo affilato, finendo per assumere carattere tonale ed emissione a dipolo.

3.1. Meccanismi di emissione sonora

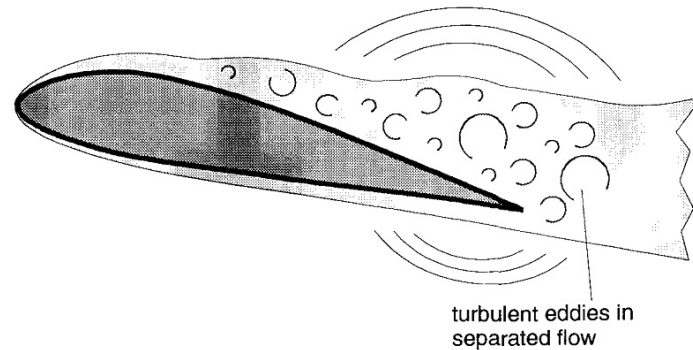


Figura 3.6: Rumore prodotto dallo stallo del profilo

Il picco tonale è quindi dipendente dal rapporto di troncatura t/δ^* : tanto più sottile è il bordo d’uscita, tanto più è alta la frequenza di picco. A tal proposito, raffinando la geometria della coda per realizzare un profilo abbastanza affilato, si potrebbe spostare il picco oltre le frequenze dell’udibile.

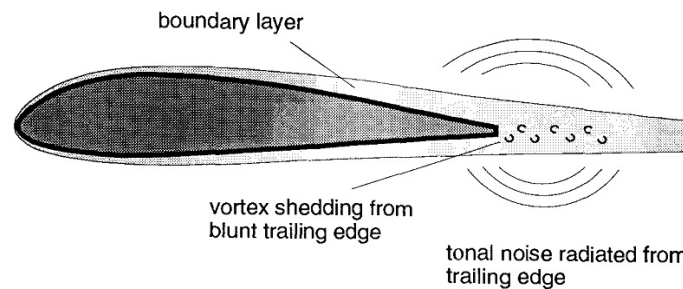


Figura 3.7: Rumore prodotto dalla troncatura del bordo d’uscita del profilo

Rumore da distacco di vortici (laminar boundary layer vortex shedding noise)

Se una pala rotorica opera a numeri di Re compresi tra $10^5 - 10^6$ le regioni di flusso laminare sia all’intradosso che all’estradosso del profilo potrebbero estendersi fino alla coda provocando instabilità nello strato limite, causando quindi separazione e *onde di Tollmien-Schlichting* che si propagano sulla superficie in direzione della corda. Alti livelli di rumore possono svilupparsi quando l’instabilità viene rinforzata dal campo acustico e viceversa, in un processo ciclico non lineare.

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

Considerando che le recenti turbine eoliche operano a sempre maggiori Re ($Re \gg 3 \times 10^6$), il rumore dovuto al distacco di vortici nello strato limite turbolento è di minore importanza. Solo per le turbine di medio-piccola taglia tale fonte di rumore potrebbe avere un contributo significativo.

Il rumore da distacco di vortici (*LBL-VS noise*) può essere facilmente evitato adottando dei dispositivi detti turbolatori (*tripping devices*) in prossimità del bordo d’attacco della pala che permettono una transizione controllata ad uno strato limite turbolento.

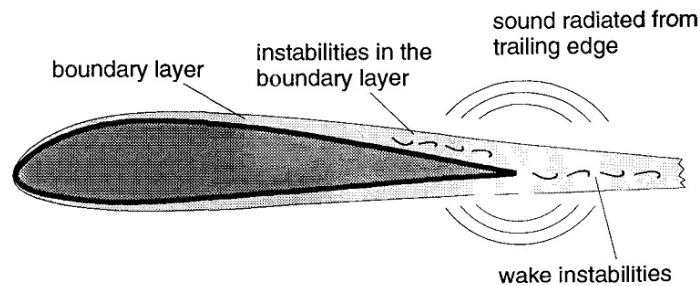


Figura 3.8: Rumore prodotto all’interno dello strato limite laminare attorno al profilo

Rumore da imperfezioni

Nel meccanismo di generazione del rumore complessivo della turbina, anche le irregolarità della superficie palare hanno un loro contributo, seppur di secondaria importanza rispetto a quelli presentati finora. Tra le possibili imperfezioni si possono elencare:

- danni dovuti a:
 - operazioni di installazione della turbina;
 - intense grandinate;
 - fulmini;
 - impatto di uccelli;
- formazione di sporco per:
 - insetti;
 - polvere;
 - olio;
- flusso disturbato da:
 - tolleranze di produzione;

3.1. Meccanismi di emissione sonora

– fessure e denti generati dalla fase di produzione.

In generale tutti questi fattori, controllabili e non, concorrono alla formazione di flusso indesiderato e quindi ulteriore rumore.

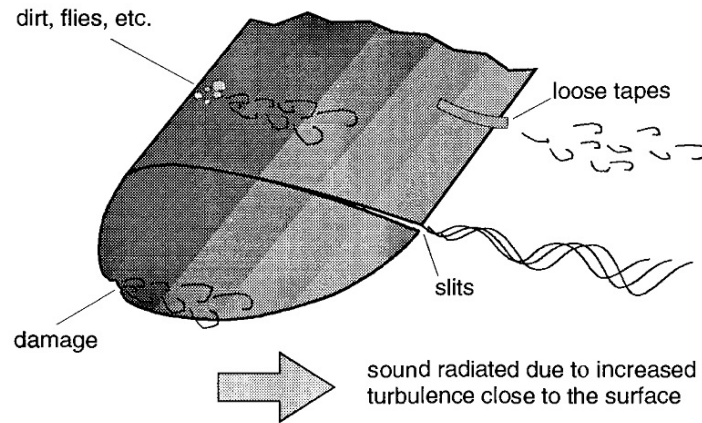


Figura 3.9: Rumore prodotto da imperfezioni e danni superficiali

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

Tabella 3.3: Meccanismi di emissione sonora e loro caratteristiche

Indicazione	Meccanismo	Principali caratteristiche
Rumore di carico stazionario	Rotazione delle superfici portanti.	La frequenza è in relazione alla frequenza di passaggio delle pale (BPF).
Rumore di carico non stazionario	Passaggio delle pale davanti la torre o nella scia di altre turbine.	La frequenza è funzione della BPF, piccolo contributo nel caso di turbine sopravvento.
Rumore da turbolenza atmosferica	Interazione delle pale con la turbolenza del flusso incidente.	Contributo al rumore a banda larga, non ancora del tutto compreso.
Rumore del bordo d'uscita (TE noise)	Interazione dello strato limite turbolento con la coda del profilo.	Rumore a banda larga, sorgente principale nelle alte frequenze.
Rumore all'estremità (tip noise)	Interazione del vortice d'estremità con la punta della pala.	A banda larga, non ancora completamente compreso.
Rumore di stallo o separazione	Interazione di turbolenza da stallo con la pala.	A banda larga.
Rumore da strato limite laminare (LBL)	Instabilità dello strato limite che interagisce con la superficie.	Di tipo tonale, completamente abbattibile.
Rumore di troncatura della coda (BTE noise)	Distacco periodico dei vortici dal bordo d'uscita.	Tonale e facilmente evitabile.
Rumore da fori, fessure, intrusioni	Zone di flusso instabile dovuto a fori o fessure, o distacco di vortici dalle intrusioni.	Tonale, facilmente evitabile.

3.2 Stato dell’arte della ricerca sull’aeroacustica

Il fenomeno aeroacustico raccoglie l’attenzione degli scienziati di tutto il mondo da molti anni. Diversi sono stati gli approcci adottati per la comprensione dell’emissione sonora prodotta dall’interazione di un corpo ed un flusso d’aria e soprattutto del suo controllo, dal momento che è un aspetto comune ad una ampia varietà di attività umane.

Come sempre accade, la natura ha già sviluppato le proprie tecniche e soluzioni. È ben noto, ad esempio, che alcuni rapaci notturni sono in grado di planare in modo del tutto silenzioso, o almeno così è per le loro prede, che li avvertono piombargli addosso solo quando è ormai troppo tardi.

Lo studio di questi volatili è stato d’ispirazione per l’individuazione delle soluzioni tecnologiche note come *trailing edge serrations* (TES) oggetto dei più recenti esperimenti e di recenti applicazioni reali, nonché tema principale del presente trattato.

In questa sezione si riportano i principali lavori scientifici in materia di aeroacustica, a partire dalle osservazioni ornitologiche che hanno dato concepimento alle appendici aerodinamiche per la riduzione dell’emissione sonora, fino alle tecniche analitiche e sperimentali messe in atto per modellare, comprendere e controllare il fenomeno fluidodinamico ed acustico caratteristico di tali dispositivi.

3.2.1 Studi ornitologici

In letteratura, molti sono i lavori scientifici sullo studio del piumaggio dei rapaci notturni, volti alla comprensione dei meccanismi alla base della apparente silenziosità di questi volatili. A partire da quelli di tipo bionico sulla cinematica del volo battuto, fino quelli fluidodinamici in galleria del vento, passando per l’esame minuzioso della conformazione e disposizione del piumaggio per varie specie di volatili. Qui si raccolgono quelli più significativi che hanno ispirato le forme dei dispositivi di riduzione sonora che hanno poi trovato largo interesse a livello scientifico.

Dalle osservazioni ornitologiche è emerso che alcune specie di rapaci notturni, come il Gufo Reale (*Bubo Bubo*), il Barbagianni (*Tyto Alba*) e l’Allocco Barroto (*Strix Varia*), sono estremamente silenziosi durante le fasi di volo battuto e planato. Come esposto da G.M.Lilley [8], il *Tyto Alba* e lo *Strix Varia* cacciano le loro prede spiccando il volo da altezze relativamente basse, 6 m–8 m, piombando poi su di esse. Sino all’altezza di 1 m da terra, le prede, non riescono ad avvertire il sopraggiungere del rapace, ed a quel punto è ormai tardi per sfuggire alla cattura. In termini di emissioni sonore, le prede cacciate abitualmente da questi volatili (principalmente roditori) hanno una sensibilità uditiva ad alta frequenza, nella banda spettrale 2 kHz–20 kHz. Le emissioni sonore

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

prodotte da tali rapaci in volo, soprattutto nella fase di planata verso la preda, hanno mostrato un contenuto energetico prevalente alle basse frequenze, mentre i livelli sonori nella banda uditiva delle prede sono addirittura inferiori al rumore ambientale degli habitat in cui cacciano.

Uno dei primi a studiare il volo dei rapaci “silenziosi” fu R.R.Graham [9] nel 1934. Basandosi su un’analisi morfologica del piumaggio dei rapaci mettendo a confronto le caratteristiche di due esemplari appartenenti allo stesso ordine ma a famiglie differenti: un comune Barbagianni e un Ketupa Flovipes. Nel Barbagianni, che mostra un volo silenzioso al contrario del Ketupa Flovipes, vengono riscontrate tre parti fondamentali costituenti la penna che non sono presenti negli uccelli diurni e nell’altro esemplare studiato. Queste parti vengono denominate nel suo studio:

Leading edge combs. Sono delle frange simili a denti di pettine, rigide e che costituiscono la parte frontale della penna. Si trovano su tutte le penne dell’ala.

Trailing edge fringes. Sono assimilabili a setole e sono presenti sul bordo d’uscita della penna. Sono molto morbide e presenti su tutte le penne primarie e nella parte principale dell’ala.

Downy upper surface. È una sorta di piumaggio molto morbido, simile al velluto, che ricopre tutta la superficie superiore delle penne e quindi del dorso dell’ala.

Nelle Figure 3.10 e 3.11 sono riportate una foto dell’epoca ed il dettaglio delle caratteristiche elencate sopra.

Partendo dalle osservazioni di Graham, Kroeger et al.[10] approfondirono la ricerca sui meccanismi di riduzione sonora evidenziati nei precedenti lavori mediante misurazioni acustiche in camera anecoica del volo di un esemplare di gufo e test in galleria del vento su di un’ala. Dai risultati emerse che durante la fase di volo la radiazione sonora era elevata ma lo spettro sonoro era completamente spostato alle basse frequenze, tanto che alla distanza di 3 m i livelli sonori si presentarono inferiori alla soglia udibile, come mostrato in Figura 3.12.

Alle misure acustiche seguirono i test di visualizzazione del flusso su un’ala di cui furono asportate le *leading edge combs*. Dai risultati (vedi Figura 3.13) emerse chiaramente che l’ala “modificata” presentava una porzione rilevante in cui avveniva la separazione, cosa che non si verificava nella configurazione originale. Le *leading edge comb* si comportavano come una sorta di generatori di vortici che insieme alle *leading edge slat* e alle penne di di estremità promuovevano un flusso turbolento che rimaneva attaccato su tutto il dorso dell’ala: la scia di separazione era di conseguenza molto sottile al bordo di uscita. Gli studi bionici di Kroeger et al. mostrarono come la minore emissione dei rapaci

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica

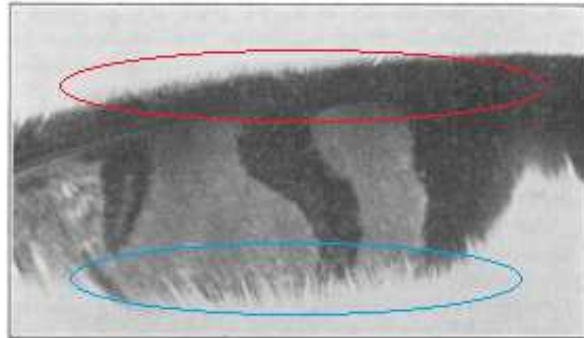


Figura 3.10: Piuma di Barbagianni: *leading edge combs* evidenziate in rosso, *trailing edge fringes* in blu.[9]

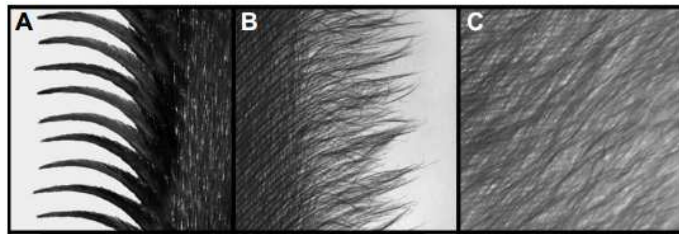


Figura 3.11: Ingrandimento della penna di Barbagianni: (A) *leading edge combs*, (B) *trailing edge fringes* e (C) *downy surface*. [9]

notturni fosse legata più allo spostamento del picco di emissione sonora a frequenze lontane dalla banda dell'udibile della maggior parte dei mammiferi che ad un'elevata efficienza nel volo.

Recentemente Geyer et al. [11] hanno effettuato misure acustiche in galleria del vento mettendo a confronto un'ala di sparviero con quella di allocco. I risultati dimostrano la minore rumorosità dell'ala di allocco attraverso le mappe acustiche a diverse frequenze, come mostrato in Figura 3.14. Per entrambe le ali, la zona che genera più rumore è il bordo d'uscita. La PSD di Figura 3.15a mostra come l'intensità del rumore generato dall'ala di allocco sia minore di quella dello sparviero per tutto lo spettro oltre i 500 Hz. Questo è vero per tutto il range di velocità del vento testate, come evidente dalla Figura 3.15b.

D'altra parte, Chen et al. [12] hanno effettuato misure di assorbimento acustico di penne di gufo *Bubo bubo* e di falco comune *Buteo buteo* al fine di analizzare le caratteristiche fono-assorbenti del loro piumaggio. I risultati riportati in Figura 3.16 mettono in evidenza il maggiore potere fono-assorbente del piumaggio del gufo in confronto a quello del falco per tutto il range di frequenze indagato, con maggiore differenza all'aumentare della frequenza.

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

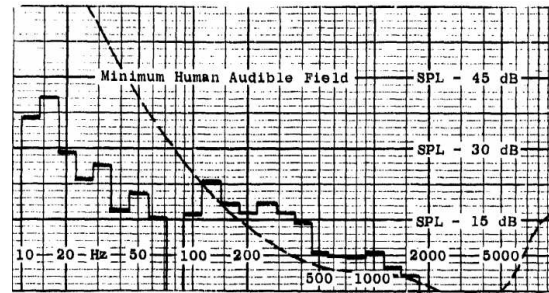


Figura 3.12: Spettro di emissione sonora di un gufo.[10]

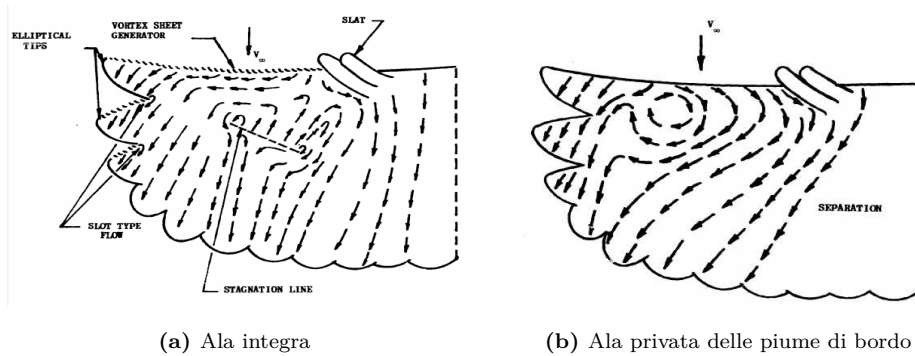


Figura 3.13: Visualizzazioni di flusso su ala di gufo [10].

Concludendo, è dimostrato in letteratura che la minore emissione sonora di certi tipi di rapaci notturni sia il risultato di una combinazione di effetti fluidodinamici ed acustici generati dalla conformazione particolare delle penne sul bordo d’attacco e d’uscita e dall’assorbimento del piumaggio lanuginoso del dorso. Questi ritrovamenti hanno suggerito che fosse possibile ridurre l’emissione aeroacustica di oggetti investiti da un flusso mediante l’impiego di dispositivi di opportuna forma e materiale, gli stessi che sono tuttora oggetto di ricerca scientifica nel mondo.

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica

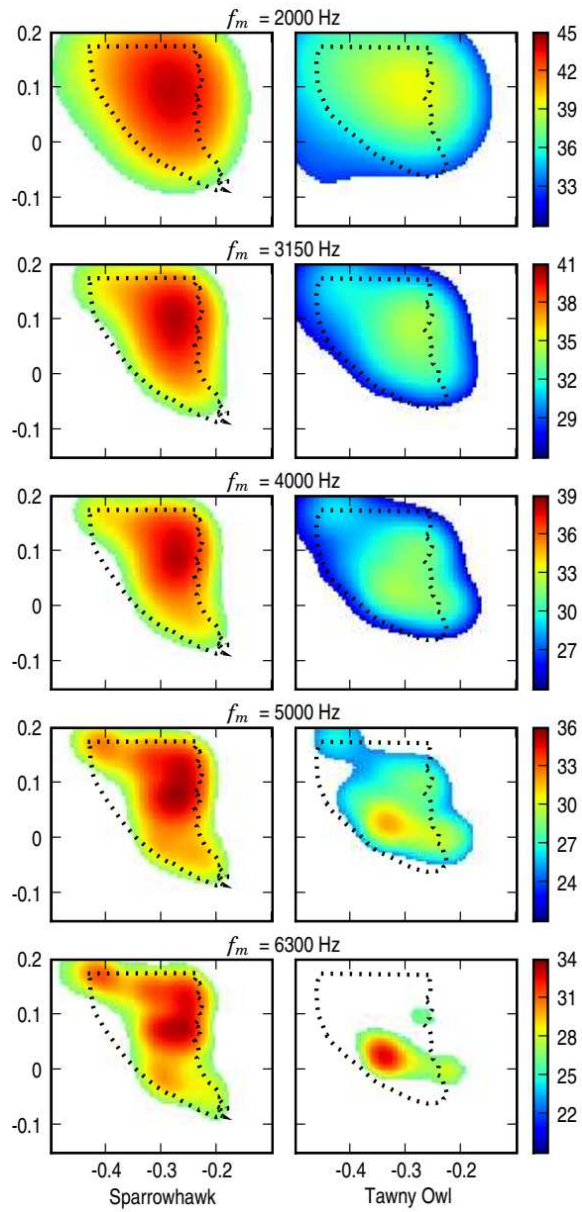
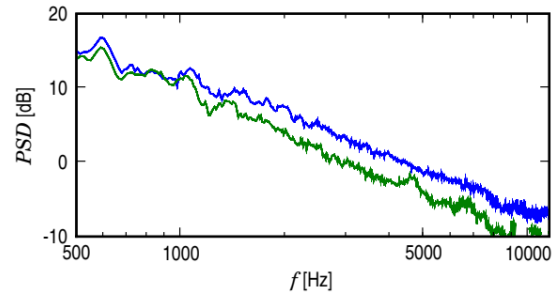
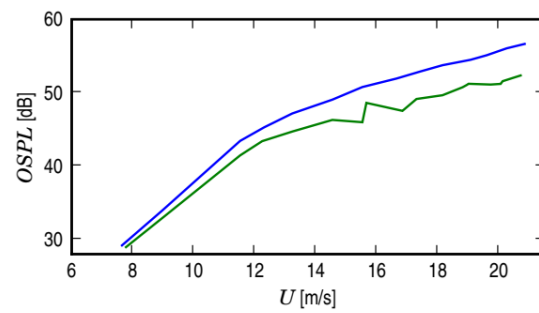


Figura 3.14: Mappe acustiche per ali di sparviero (sinistra) e allocco (destra) in bande di 1/3 d'ottava.[11]

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche



(a) PSD a confronto



(b) Livello globale in funzione della velocità del flusso

Figura 3.15: Risultati acustici sulle ali di sparviero e allocco.[11]

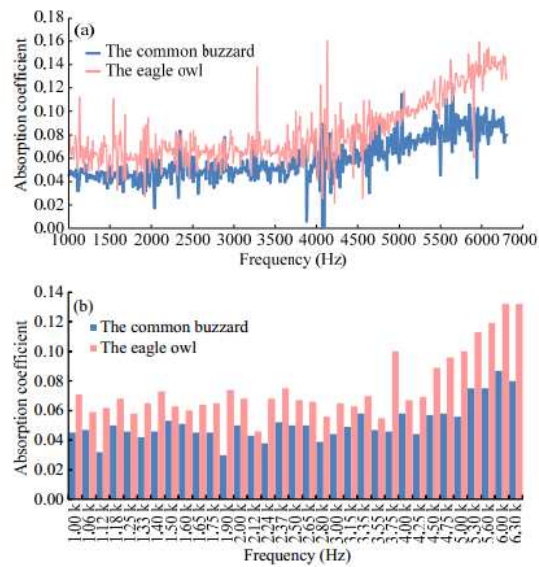


Figura 3.16: Spettri di assorbimento acustico del piumaggio di gufo e falco.[12]

3.2.2 Metodi di previsione dell'emissione sonora

Negli ultimi 50 anni le tecniche di previsione dell'emissione sonora si sono basate sull'analogia acustica. Questo approccio consisteva nel considerare la sorgente di rumore come una composizione di sorgenti acustiche base (monopoli, dipoli e quadripoli) e nel calcolare il campo sonoro risolvendo l'equazione dell'onda. Questa operazione veniva di solito svolta con la tecnica delle funzioni di Green, consolidata nel campo dell'acustica classica. In questo caso la maggiore difficoltà stava nel caratterizzare le sorgenti equivalenti, per la quale era necessaria una conoscenza preliminare del flusso, che poteva venire sia da considerazioni teoriche che da analisi sperimentali.

L'analogia acustica di Lighthill è stata la teoria dominante per la previsione dell'emissione sonora di flussi turbolenti. Questa fornisce la teoria esatta per la previsione del rumore emesso da un flusso turbolento, ma non tiene conto della presenza di oggetti nel flusso.

Un primo modello aeroacustico analitico, come caso generale dell'analogia acustica di Lighthill, che tenesse conto della presenza di superfici lambite dal flusso turbolento venne sviluppato da Ffowcs-Williams e Hawkings [13] per un profilo semi-infinito.

La loro formulazione, riportata nell'Eq. (3.1), è composta da tre termini di sorgente al secondo membro dell'espressione.

$$\begin{aligned} \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = & \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \{T_{ij} H(f)\} \\ & - \frac{\partial}{\partial x_i} \{[P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)\} \\ & + \frac{\partial}{\partial t} \{[\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f)\} \end{aligned} \quad (3.1)$$

è la velocità del fluido nella direzione normale alla superficie di integrazione, v_n è il tensore degli sforzi di compressione che include la pressione superficiale e gli sforzi viscosi, $\delta(f)$ [14] [13].

Il primo termine comprende il tensore delle tensioni di Lighthill T_{ij} e mostra che gli stress tempo-varianti producono rumore come quadripoli. Il secondo termine è relativo alle fluttuazioni di portanza, detto anche *loading noise* e si manifesta come dipolo. Il terzo termine infine riguarda il rumore dovuto alla presenza di un oggetto non sottile nel flusso, si manifesta come monopolo e viene indicato come *thickness noise*.

In questo modo si può avere una previsione del rumore prodotto dal bordo del profilo nel dominio del tempo, in campo lontano, al prezzo però di complicate differenziazioni numeriche che sono dispendiose dal punto di vista computazionale. Questo metodo venne prima applicato ai dipoli in moto circolare, ma senza specificare la natura di tali sorgenti sonore, poi esteso alle sorgenti acu-

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

stiche non compatte come nel caso del rumore prodotto dall’interazione di una pala con la turbolenza incidente, risultando in una formulazione abbastanza generale, ma comunque complicata per l’epoca.

Si è visto poi che il ruolo della geometria della pala e delle condizioni operative nei meccanismi di generazione di rumore, divenivano più chiare con le formulazioni nel dominio della frequenza, che sono anche più adatte ad una descrizione statistica delle sorgenti sonore.

Una delle formulazioni nel dominio della frequenza che ha avuto maggior successo è quella sviluppata da R.K. Amiet [15] [16] [17]. Per semplificare e velocizzare la trattazione rispetto alla formulazione di Ffowcs-Williams e Hawkings, propose un approccio basato sulla modellazione matematica del campo di pressione indotto, riuscendo ad approssimare la densità spettrale di potenza sonora (d’ora in poi *PSD*) attraverso le quantità caratteristiche della turbolenza.

Alla base del modello di Amiet c’è l’ipotesi di profilo piatto semi-infinito. Tale assunzione è buona per lunghezze d’onda pari o inferiori alla corda. In generale, il campo di flusso può essere rappresentato da una distribuzione volumetrica di quadripoli ed una superficiale di dipoli acustici, ma nel caso del profilo semi-infinito, nella scia non compaiono le sorgenti superficiali (dipoli). Questa configurazione si ottiene inserendo nella soluzione una distribuzione di dipoli che eliminino esattamente la porzione di sorgenti a valle del bordo d’uscita. Per arrivare alla soluzione, Amiet si avvale del *metodo generale di Schwarzschild*.

Conoscendo la *funzione di risposta del profilo*, \mathbf{g} , il rumore di campo lontano venne ottenuto applicando le normali tecniche dell’analisi spettrale, una volta noto lo spettro del campo di pressione superficiale. Per semplificare la trattazione si considerò la data frequenza ω come associata ad un solo valore della velocità convettiva U_c e quindi del numero d’onda assiale K_x , o equivalentemente la funzione di risposta \mathbf{g} del profilo per data frequenza mediata sulla velocità media. Tenendo conto della differenza nella normalizzazione della risposta \mathbf{g} , lo spettro sonoro in campo lontano per un osservatore nel piano $y = 0$ venne espresso da Amiet come

$$S_{pp}(x, 0, z, \omega) = \left(\frac{\omega cz}{2\pi c_0 \sigma^2} \right)^2 l_y(\omega) d|\mathcal{L}|^2 S_{qq}(\omega, 0) \quad (3.2)$$

$$|\mathcal{L}| = \left| \int_{-2}^0 \mathbf{g}(\xi, \omega, U_c) e^{-j\omega\xi(M-x/\sigma)} d\xi \right| \quad (3.3)$$

è il termine di accoppiamento aeroacustico,

$$l_y(\omega) = \frac{1}{S_{qq}(\omega, 0)} \int_0^\infty S_{qq}(\omega, y) dy \quad (3.4)$$

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica

è la lunghezza di correlazione in direzione dello *span*,

$$\sigma^2 = x^2 + \beta^2 z^2 \quad \text{con } \beta = \sqrt{1 - M^2} \quad (3.5)$$

la distanza con l'osservatore corretta e S_{qq} è la densità spettrale di pressione superficiale.

È da notare che l'Eq. (3.2) fornisce lo spettro sonoro prodotto dallo strato limite su una sola faccia del profilo. Per pari condizioni del campo di flusso all'altra faccia, basterebbe moltiplicare per due il risultato per avere lo spettro globale.

Tale metodo venne esteso ed applicato in vari settori, da Schlinker e Amiet [18] ai rotori degli elicotteri, da Glegg et al [19] alle turbine eoliche e più recentemente da Rozenberg et al [20] ai ventilatori. Queste applicazioni hanno richiesto l'apporto di diverse correzioni alla teoria base, che originariamente non prevedeva l'inclusione dei dettagli geometrici del profilo ed era valida solo per frequenze molto superiori alla frequenza di rotazione, e che sono state applicate da Roger e Moreau [21] [22].

Nonostante la facilità di impiego del modello di Amiet, numerosi studi ne hanno evidenziato i limiti di applicazione. Roger e Moreau [23] ad esempio, confrontando i vari autori che hanno sviluppato negli anni diverse teorie di previsione del rumore basate sul modello approssimato di Amiet, hanno raggiunto alcune conclusioni.

I modelli basati sulla soluzione di Schwarzschild, come il modello di Amiet, sono molto affidabili quando applicati ai profili che rimangono all'interno delle classiche assunzioni della teoria linearizzata per l'aerodinamica non-stazionaria (piccola *camber*, piccolo spessore, basso angolo d'attacco e fluttuazioni di pressione lievi, ovvero le ipotesi di profilo sottile). Infatti per profili spessi, alle alte frequenze e basse velocità di rotazione, si registra una sovrastima di oltre 10 dB. Inoltre la formulazione esatta, per *aspect-ratio* L/c (rapporto tra *span* L e corda del profilo c) arbitrari è ben adatta ai segmenti di pala rettangolari in moto relativo con l'aria, ma l'approssimazione per grandi *aspect-ratio* ($L/c > 3$) è più indicata per la trattazione *strip-theory* per le pale rotanti.

Recentemente il lavoro di Blandeau e Joseph [24] ha dato validità al modello di Amiet nel caso del rumore prodotto da un'elica propulsore, seguendo l'approccio di Schlinker per gli elicotteri. Avvalendosi della *strip-theory*, si approssima il rumore della pala rotante come la media sulla posizione angolare del rumore prodotto dal profilo traslante, ovvero simulando la rotazione come successione di piccole traslazioni lungo la tangente alla traiettoria circolare, come riportato nella Figura 3.17.

Per brevità di trattazione, viene riportata nell'Eq. (3.7) direttamente la forma finale della PSD per un rotore con B pale ed osservatore posto in campo

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

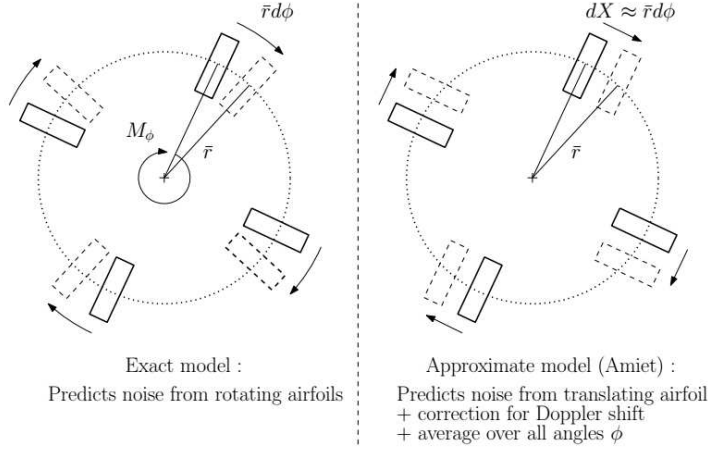


Figura 3.17: Confronto tra la definizione geometrica del modello esatto e quello approssimato di Amiet [24].

lontano, con riferimento al sistema di coordinate della Figura 3.18. Tale espressione include l’effetto della rotazione sostituendo alla frequenza angolare ω la frequenza corretta per *effetto Doppler* ω_0 secondo l’espressione

$$\frac{\omega_0}{\omega} = 1 + M_\varphi \cos \varphi \sin \vartheta \quad (3.6)$$

ed effettuando una media sulla posizione angolare φ , considera a priori l’indipendenza dalla posizione azimutale ψ_0 dell’osservatore, come se fosse posto sul piano (x, z) di Figura 3.18a e trascura l’effetto della convezione del flusso medio (perché in regime subsonico).

Secondo Blandeau e Joseph [24], la *Power Spectral Density* (PSD) della pressione sonora per un propulsore si scrive

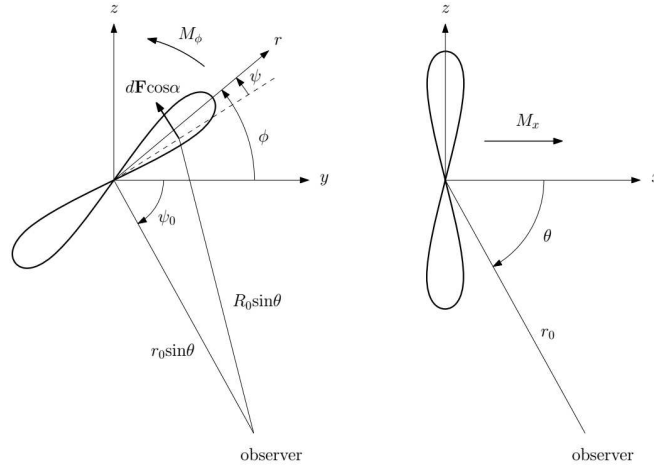
$$S_{pp}(r_0, \vartheta, \omega) = \frac{B}{8\pi} \left(\frac{k_0 c}{2r_0} \right)^2 \Delta r \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} D_\varphi(\vartheta, \alpha) |\mathcal{L}(0, K_{X,\varphi}, \kappa_\varphi)|^2 S_{qq}(0, K_{X,\varphi}) d\varphi \quad (3.7)$$

dove k_0 numero d’onda acustico, c la corda del profilo, r_0 la distanza con l’osservatore, Δr lo *span* del segmento di pala e D_φ il termine di direttività.

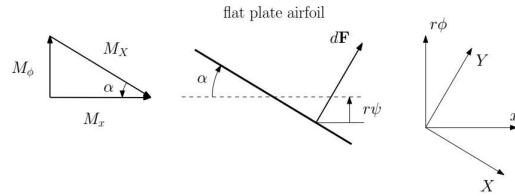
Il termine di accoppiamento aeroacustico \mathcal{L} è definito in accordo con Amiet [16] [17], in forma generale, come

$$\mathcal{L}(k_r, k_X, \kappa) = \frac{e^{2j\Theta_2}}{j\Theta_2} \left\{ e^{-2j\Theta_2} \sqrt{\frac{\Theta_1}{\Theta_1 - \Theta_2}} \operatorname{erf} \left[\sqrt{2j(\Theta_1 - \Theta_2)} \right] - \operatorname{erf} \left[\sqrt{2j\Theta_1} \right] + 1 \right\} \quad (3.8)$$

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica



(a) Sistema di coordinate globale per il propulsore



(b) Sistema di coordinate locale per l'elemento di pala

Figura 3.18: Definizione dei sistemi di coordinate sul propulsore nel lavoro di Blandeau e Joseph [24].

dove per compattezza si sono introdotti i fattori

$$\Theta_1 = \frac{c}{2}(k_X + \mu_\infty + \mu M_X) \quad (3.9)$$

$$\Theta_2 = \frac{c}{2}(k_X + \kappa) \quad (3.10)$$

con

$$\mu = k_X M_c / \beta_X^2 \quad (3.11)$$

e

$$\mu_\infty = \sqrt{\mu^2 - k_r^2 / \beta_X^2} \quad (3.12)$$

La densità spettrale di “forza” del flusso incidente, espressa per i numeri d’onda, S_{qq} è definita da Roger e Moreau [21] come

$$S_{qq}(k_r, k_X) = \frac{1}{\pi} l_r(k_X U_c) \Phi_{pp}(k_X U_c) \quad (3.13)$$

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

dove l_r è la lunghezza di correlazione in direzione dello *span* secondo Brooks e Hodgson [25] e Φ_{pp} è lo spettro di fluttuazione della pressione superficiale nei pressi del bordo d’uscita. Nel lavoro di Blandeau e Joseph [24] Φ_{pp} è ottenuta dal modello semi-empirico di Goody, ma una previsione più accurata è stata sviluppata successivamente da Rozenberg et al [26].

Nel loro studio, si avvalgono di una legge di scala che tramite opportuni parametri normalizzati collassa lo spettro di pressione superficiale su una singola curva, in applicazione al caso di flussi con gradiente di pressione avverso (*adverse pressure gradient*, APG) come classici flussi intubati o più realisticamente per i flussi attorno ai profili alari ad angolo d’attacco non nullo. Per dare consistenza alla previsione, confrontarono i risultati numerici con quelli sperimentali di Moreau e Roger [22] sugli effetti del APG sulla distribuzione spettrale di pressione superficiale (vedi Figura 3.20).

I parametri per la definizione del APG secondo Rozenberg et al [26] sono:

- Π , il parametro di “forza” della scia, più è alto e peggiore è la corrispondenza tra WPS di riferimento e quello dato dal modello di Goody: si può trovare risolvendo la seguente equazione usando risultati sperimentali:

$$2\Pi - \ln(1 + \Pi) = \kappa \frac{U_e}{u_\tau} - \ln\left(\frac{\delta^* U_e}{\nu}\right) - \kappa C^+ - \ln \kappa \quad (3.14)$$

dove U_e è la velocità fuori dello strato limite, u_τ la velocità di attrito, ν la viscosità cinematica, κ la costante di Von Kármán e C^+ una costante della legge logaritmica;

- il parametro di Zaragola & Smits, ovvero il rapporto tra spessore dello strato limite e *displacement thickness*, perché fornisce una “auto-similarità” del profilo di velocità nella regione esterna secondo l’espressione

$$\Delta = \frac{\delta}{\delta^*}; \quad (3.15)$$

- il parametro di Clauser dato da

$$\beta_C = \frac{(\vartheta/\tau_w)}{(\partial p/\partial x)}. \quad (3.16)$$

Mentre i primi due sono influenzati dalla “storia” dello strato limite, l’ultimo è un parametro locale.

Il modello finale risulta pienamente determinato dalla relazione (3.17)

$$\frac{\Phi_{pp}(\omega)U_e}{\tau_{max}^2 \delta^*} = \frac{[2.82\Delta^2(6.13\Delta^{-0.75} + F_1)^{A_1}] [4.2(\Pi/\Delta) + 1] \tilde{\omega}^2}{[4.76\tilde{\omega}^{0.75} + F_1]^{A_1} + [C'_3 \tilde{\omega}]^{A_2}} \quad (3.17)$$

3.2. Stato dell’arte della ricerca sull’aeroacustica

dove $\tau_{max} = \max[\mu(\partial U/\partial y)]$ è il valore massimo dello sforzo di taglio lungo la normale alla superficie e $\tilde{\omega}$ il numero di Strouhal (St) basato sulle variabili esterne e dove sono stati usati i coefficienti empirici:

$$A_1 = 3.7 + 1.5\beta_C \tag{3.18}$$

$$A_2 = \min\left(3, \frac{19}{\sqrt{R_T}}\right) + 7 \tag{3.19}$$

$$F_1 = 4.76 \left(\frac{1.4}{\Delta}\right)^{0.75} [0.375A_1 - 1] \tag{3.20}$$

$$C'_3 = 8.8R_T^{-0.57} \tag{3.21}$$

con

$$R_T = \frac{\delta/U_e}{\nu/u_\tau^2} \tag{3.22}$$

che è il rapporto di scala temporale tra strato limite esterno ed interno.

La Figura 3.19 mostra come varia il modello di previsione, al variare dei parametri del gradiente di pressione.

In continuazione del lavoro di Blandeau e Joseph [24], Sinayoko et al [27] inclusero nella formulazione di Schlinker e Amiet [18] gli effetti del flusso medio e del numero d’onda lungo lo *span*, presentando una nuova formulazione per il *PSD* per piccoli elementi di pala rotante. Applicando la loro formulazione nell’analisi di pale intere mediante la *strip-theory*, individuarono che la previsione più accurata si aveva con un esponente per il *fattore di Doppler* pari a 2 e che, nonostante i risultati per il singolo tronco di pala non fossero ancora correlati con quelli adiacenti, i livelli sonori attesi rispecchiarono bene i dati sperimentali sia per le basse velocità di rotazione (ventole di raffreddamento, turbine eoliche) che per le alte (eliche propulsori).

In seguito allo sviluppo dei primi dispositivi per la riduzione del rumore, co-

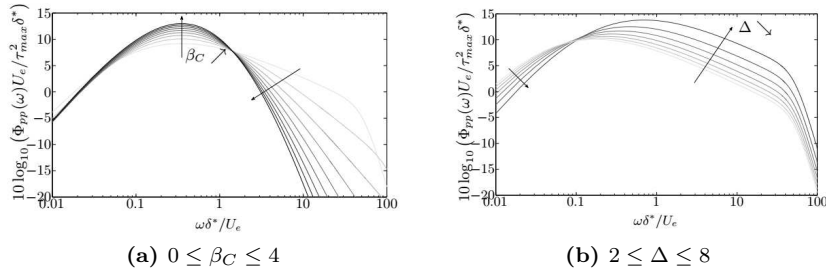


Figura 3.19: Influenza dei parametri del APG sul modello di Rozenberg et al [26].

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

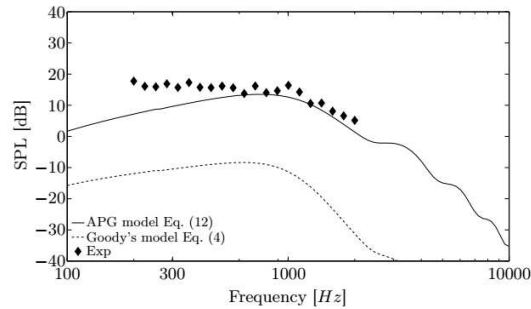


Figura 3.20: Comparazione tra modello di Rozenberg et al [26] e dati sperimentali di Moreau e Roger [22].

me i profili a dente di sega (*sawtooth TE serrations* di Sezione 3.2.3) applicati alla coda del profilo, alcuni ricercatori si occuparono di prevedere analiticamente le prestazioni di tali dispositivi. Il primo modello analitico fu introdotto da M.S. Howe [28] [29], per un profilo piatto ad angolo d’attacco nullo. Assumendo che le appendici aerodinamiche non variassero il campo fluidodinamico in prossimità del bordo d’uscita, Howe sviluppò due formulazioni valide per profilo a dente di sega [28] e a sinusoidale [29].

Altri ricercatori si sono avvalsi della teoria di Howe per profili *sawtooth* per dare validazione alle prove sperimentali su tronchi di pala con profilo non piatto, che vengono presentati più avanti nella Sezione 3.2.3.

Più recentemente Sinayoko et al [30] hanno studiato analiticamente nuove geometrie di *sawtooth serrations* basandosi sulla formulazione originale di Howe per profilo isolato e applicando la più recente teoria di Azarpeyvand et al [31] in combinazione con il modello approssimato di Amiet per il profilo in rotazione. L’obiettivo era di capire se la riduzione osservata per profilo stazionario con *sawtooth* fosse ancora presente nel profilo in rotazione, valutando anche l’effetto di diverse geometrie dei profili attraverso degli specifici spettri acustici adimensionali.

Parallelamente alla descrizione analitica del fenomeno, per la soluzione del campo di flusso turbolento sono stati utilizzati dei metodi di fluidodinamica computazionale (*CFD*) per fornire i dati più accurati per l’analogia acustica. Queste tecniche prendono il nome di Aeroacustica Computazionale (*CAA*) e possono essere affrontate con metodi diretti o ibridi.

Con l’approccio diretto si calcolano la fluidodinamica e l’acustica in un unico step mediante metodi LES (*Large-Eddy Simulation*) o DNS (*direct numerical solution*, soluzioni numeriche dirette) per risolvere il flusso non stazionario comprimibile e le conseguenti onde acustiche nel campo lontano. L’approccio ibrido usa una analogia acustica analitica per elaborare le proprietà acustiche in cam-

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica

po lontano usando i termini delle sorgenti ottenuti dal calcolo del flusso non stazionario effettuato tipicamente con LES.

Quando si richiede tale tipo di simulazioni nei processi industriali si preferisco metodi approssimati ma più efficienti, come il metodo delle *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS) che fornisce una soluzione delle equazioni di Navier-Stokes in forma stazionaria secondo l'espressione

$$\rho \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{v}_i' \bar{v}_j' \right) \quad (3.23)$$

dove con $\rho \bar{v}_i' \bar{v}_j' = Re_{ij}$ viene espresso il *tensore degli stress di Reynolds*, che è un termine non lineare dovuto alle fluttuazioni delle velocità che descrivono la turbolenza. Il metodo RANS potrebbe essere la scelta nel breve termine per una risoluzione più economica per le applicazioni aeroacustiche, anche se sono soluzioni mediate nel tempo e si perdono molte delle informazioni per ricostruire accuratamente le sorgenti sonore. Le simulazioni RANS da sole, infatti, non sono in grado di modellare le sorgenti di rumore vicino il t.e. del profilo, quindi una modellazione del flusso turbolento è comunque necessaria.

Una via di mezzo tra l'approccio RANS e la simulazione numerica diretta DNS è il modello *Large-Eddy Simulation* (LES), che sta diventando largamente diffuso nella modellazione del flusso turbolento sul bordo d'uscita di profili alari. Questo metodo CFD teorizzato nel 1963 dal meteorologo J. Smagorinsky per la modellazione delle correnti atmosferiche, risolve solo le scale di turbolenza superiori, quelle che contengono energia, mentre si avvale di modelli analitici per le scale inferiori, quelle che invece dissipano energia. È sicuramente preciso nella soluzione dei flussi turbolenti ma è lungo e oneroso dal punto di vista computazionale, anche con le moderne potenze di calcolo.

Una limitazione dei precedenti metodi è che assumono il campo di turbolenza omogeneo nelle direzioni parallela e normale al flusso, che non è il caso delle usuali configurazioni di TE o nel caso di profili particolari (come i profilo sagomati della Sezione 3.2.3).

Recentemente, grazie agli studi di Doolan et al [32], si è introdotto l'approccio *RSNM, RANS based Statistical Noise Method*, che usa i dati ottenuti dalle RANS (velocità media, energia cinetica turbolenta e dissipativa) insieme ad un modello statistico della correlazione di velocità tra due punti per costruire le sorgenti sonore nello strato limite turbolento. Riassumendo brevemente, tale metodo calcola il rumore usando un modello statistico del cross-spettro della turbolenza tra due punti nello strato limite, che possono essere due sorgenti sonore, e usa tali informazioni come input alla soluzione della funzione di Green per il rumore di un TE nel campo lontano come originariamente sviluppato da Ffowcs-Williams e Hall [33]. Una soluzione RANS viene usata per calcolare le proprietà della turbolenza attorno al bordo.

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

Secondo le loro conclusioni, il nuovo modello RSNM, predice accuratamente il TEN per la maggior parte del range di frequenza ed è in buon accordo con il modello empirico di Howe [34]. Inoltre i risultati indicano che la scelta del modello deve essere tale da assicurare una corretta rappresentazione delle distribuzioni di frequenza e fase nello strato limite, ma non ha un significativo effetto sugli spettri ottenuti e che modelli di cross-spettro della velocità più accurati possono eliminare la necessità di parametri dipendenti dalla frequenza.

Un'altra tecnica di risoluzione del flusso turbolento è stata utilizzata ultimamente da Ghasemian e Nejat [14] per la previsione dell'emissione sonora delle turbine eoliche ad asse orizzontale mediante il modello *Improved Delayed Detached Eddy Simulation (IDDES)*, in combinazione dell'analogia acustica di Ffowcs-Williams e Hawkings.

Per la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes tridimensionali per flusso incomprimibile e non-stazionario, il metodo *IDDES* si avvale di un modello di turbolenza ibrido RANS-LES basato sulle modifiche alla lunghezza di scala del termine di dissipazione nell'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta del metodo $k - \omega$.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} S_{ij} - \frac{\rho k^{3/2}}{L_{IDDES}} \quad (3.24)$$

dove $\rho, k, u_j, \mu, \mu_t, \tau_{ij}$ e S_{ij} sono la densità, l'energia cinetica turbolenta, la velocità, la viscosità molecolare, la viscosità turbolenta, il tensore degli sforzi e il tasso medio di deformazione rispettivamente. La lunghezza di scala *IDDES* L_{IDDES} è definita da Xiao et al [35] come:

$$L_{IDDES} = \tilde{f}_d (1 + f_e) L_{RANS} + (1 - \tilde{f}_d) L_{LES} \quad (3.25)$$

con

$$L_{RANS} = \frac{k^{1/2}}{\beta^* \omega} \quad (3.26)$$

e

$$L_{LES} = C_{DES} \Delta \quad (3.27)$$

Per le informazioni dettagliate sui singoli termini si rimanda a Shru et al [36].

I risultati di Ghasemian e Nejat [14] mostrano che alle alte velocità del vento, quando il flusso è molto separato sull'intera apertura alare, la simulazione RANS fallisce nel prevedere la corretta separazione, risultando in una sovrastima di portanza e resistenza mentre si evidenzia un picco tonale attorno ai 2.4 Hz che coincide con la frequenza di passaggio delle pale. Si identificano le sorgenti di rumore a quadrupolo nelle strutture turbolente in coda alla turbina,

3.2. Stato dell’arte della ricerca sull’aeroacustica

con livelli che aumentano con la velocità del vento, senza evidenti modifiche nello spettro sonoro e nella posizione del picco tonale.

3.2.3 Approcci e sistemi di riduzione delle emissioni

Negli ultimi anni, numerosi sono stati gli sforzi dei ricercatori verso l’individuazione di soluzioni tecnologiche per la riduzione del rumore generato dalle turbine eoliche. Se le fonti di rumore di tipo meccanico possono essere facilmente abbattute o schermate, oppure ridotte in fase di progettazione, non è lo stesso per quelle di tipo aeroacustico che sono fortemente influenzate dalle condizioni del flusso incidente sulle pale rotoriche.

Si è visto come il principale responsabile dell’emissione sonora sia lo strato limite turbolento attorno al profilo della pala, in particolare nella sua interazione con il bordo di uscita. Gli approcci seguiti quindi sono stati principalmente due.

Uno prevede la rimodellazione dei profili alari delle pale, con l’ottica di controllare lo sviluppo dello strato limite, mediante algoritmi di ottimizzazione che tengono conto anche del mantenimento delle dovute prestazioni aerodinamiche. Le previsioni e le misurazioni sulle pale ottimizzate non hanno tuttavia evidenziato grossi benefici, sia dal punto di vista acustico che energetico, attestando una riduzione nelle emissioni non superiore ai 4 dB ed un incremento nella produzione elettrica solo di qualche punto percentuale.

L’altro approccio ha visto la ricerca di dispositivi aerodinamici da applicare o da sostituire al bordo d’uscita (*trailing edge*, TE), che siano di diversa geometria o di diverso materiale, oppure di una combinazione di entrambi.

Queste modifiche potrebbero, secondo le simulazioni di Herr [37], controllare la generazione del rumore con vari meccanismi:

- Assorbimento acustico ed idrodinamico, se realizzati in materiale opportuno, smorzando le fluttuazioni di pressione del flusso turbolento;
- riduzione dell’efficienza di radiazione sonora per differente impedenza rispetto al TE convenzionale e per un bordo più affilato;
- cambiamento generale del campo di flusso con interruzione del distacco periodico dei vortici grazie a geometrie particolari.

Come dimostrato dai numerosi studi in questo campo, tale approccio è quello che permette di ottenere la migliore performance acustica senza sacrificare le qualità aerodinamiche delle pale.

Entrambi i metodi di intervento sono stati sperimentati nel corso del progetto europeo SIROCCO su una turbina Gamesa G58 da 850 kW di potenza e su una turbina General Electric GE94 da 2.3 MW, entrambe tri-pala. Nel corso dei test

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

è stato mappato in campo il contributo del rumore emesso dalle diverse aree del piano rotorico della turbina [38] osservando, come mostrato in Figura 3.21, che l’area di maggiore emissione percepita da un osservatore a terra di fronte alla turbina si verifica sulla pala durante la rotazione verso il basso, in conseguenza degli effetti di *Doppler shift* e di direttività dell’emissione. Venne evidenziato come l’area di maggior emissione è localizzata nella parte più esterna del rotore, dove le pale sono esposte ad una maggiore velocità del flusso, più precisamente tra il 75 %–95 % del raggio, caratteristica che è stata confermata da numerosi test in galleria del vento su modelli in scala.

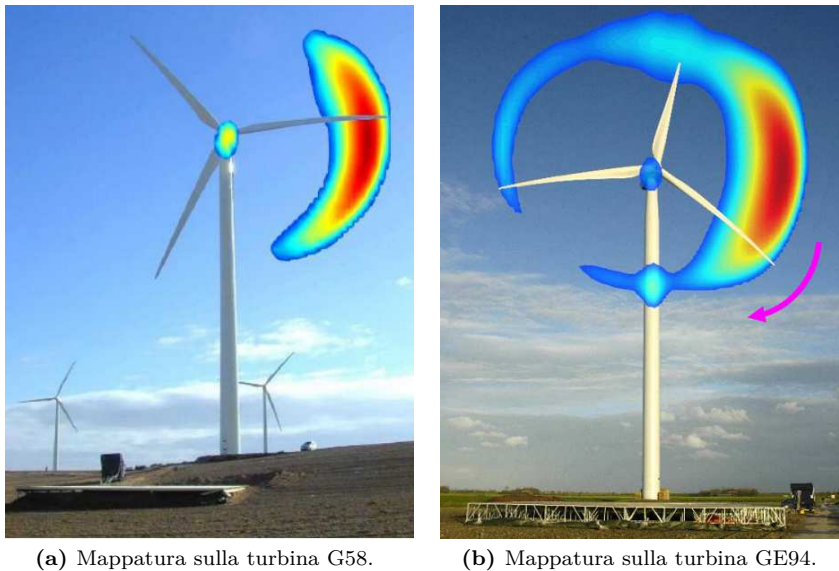


Figura 3.21: Mappe di emissione sonora rilevate nel corso del progetto SIROCCO.[4]

Su entrambe le macchine è stata sostituita una delle pale con quella a profilo ottimizzato, solo nella suddetta regione interessata, così da provvedere ad un diretto confronto con le emissioni delle pale originali durante la normale operatività.

Sulla turbina GE94, oltre alla pala ottimizzata, sono stati sperimentati dei dispositivi a dente di sega su una delle pale non ottimizzate. Anche qui l’intervento ha riguardato soltanto la parte più esterna della pala, con geometrie dei dispositivi in relazione alla corda locale e orientati nella direzione del flusso (vedi Figura 3.22).

I risultati dei test, riportati da Jianu et al [39], parlano di riduzioni fino a 3 dB per le pale ottimizzate, e fino a 3.2 dB per la pala con dispositivo dentel-

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica



Figura 3.22: Operatore al lavoro sulla GE94 durante la pulizia dei profili.

lato, ma solo alle basse frequenze, perché alle alte hanno mostrato un notevole incremento a causa dello spessore di troncatura dei denti.

Ulteriori investigazioni quindi si sono rese necessarie alla definizione delle corrette geometrie di tali dispositivi di abbattimento del rumore. A tal proposito vediamo nel seguito le caratteristiche delle soluzioni proposte e come influenzano l'emissione sonora.

Profili a dente di sega

I profili a dente di sega (in inglese *sawtooth serrations*) sono stati tra i primi dispositivi ad essere studiati e sui quali si sono svolti la maggior parte degli esperimenti.

Sono stati realizzati dapprima come intagli su lastre piatte (*flat type serrations*) applicate come inserti alla coda dei profili come in Figura 3.23.

Gruber et al [40] hanno testato 36 differenti geometrie, ottenendo i migliori risultati con dentature sottili. Ovvero, minore è il rapporto λ/h (o equivalentemente l'angolo di apertura della dentatura φ), maggiore è l'effetto ad ampio spettro. I valori si limitano comunque a riduzioni di 7 dB alle frequenze inferiori, mentre alle frequenze superiori si registra un incremento di rumorosità fino a 3 dB. In ogni caso, risultati significativi sono stati ottenuti per lunghezze di dentatura $2h$ superiori allo spessore dello strato limite in coda δ (tipicamente $h/\delta > 0.5$). Le misurazioni effettuate da Gruber et al [41] su diversi

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

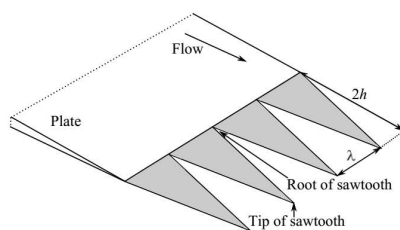


Figura 3.23: Parametri geometrici dei *sawtooth* t.e..

sawtooth TE variando il rapporto λ/h hanno confermato tale comportamento, come mostrato in Figura 3.24. Inoltre si è visto che il parametro responsabile dell’incremento di rumorosità alle alte frequenze potrebbe essere la lunghezza di dentatura h : il livello sonoro cresce insieme ad h .

In uno sviluppo successivo condotto da Chong et al [42] sono stati realizzati dei profili sagomati (*non-flat type serrations*) al fine di poter essere sostituiti al TE originale, mantenendo il profilo aerodinamico, come in Figura 3.25. I parametri geometrici delle tre soluzioni analizzate sono riassunti in Tabella 3.4.

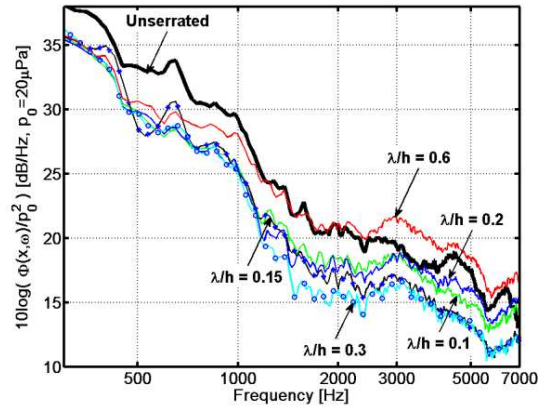
Tabella 3.4: Parametri geometrici dei *sawtooth* testati da Chong et al [42].

Tipo	φ [°]	$2h$ [mm]	λ/h	ε [mm]
S1	7	20	0.49	5.7
S2	12	20	0.85	5.7
S3	25	20	1.87	5.7

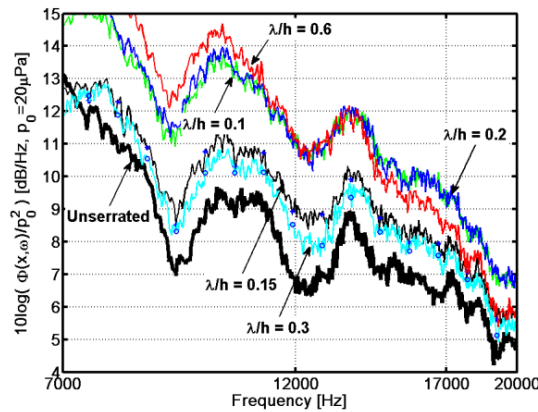
Le mappe di riduzione sonora misurata per ogni tipo di geometria testata sono riportate in Figura 3.26 in funzione delle varie velocità del vento U , dove le riduzioni di rumore sono state indicate con valori positivi della scala cromatica.

L’andamento delle prestazioni con i parametri geometrici si conferma in linea con quelli rilevati per i profili piatti, mentre la riduzione si attesta a valori non superiori ad 8 dB. Si sottolinea anche la presenza della banda di frequenze tra f_1 e f_2 dove è dominante l’effetto di troncatura alla base della dentatura, presente in tutte le configurazioni per la presenza dello spessore di radice ε . Un risultato interessante è l’assenza di un significativo incremento di rumore alle alte frequenze, che invece affliggeva i profili piatti.

3.2. Stato dell’arte della ricerca sull’aeroacustica



(a) Confronto alle medio-basse frequenze.



(b) Confronto alle medio-alte frequenze.

Figura 3.24: Spettro acustico misurato per *sawtooth* con differenti valori di λ/h con $\alpha = 5^\circ$, $U = 40$ m/s [41].

Profili intagliati

Vengono indicati come *slit trailing edge serrations*, o come *comb-type serrations* ovvero “a pettine” in quanto sono ottenuti realizzando degli intagli (*slits*) dritti in direzione della corda del profilo, direttamente sulla pala o su piastre metalliche sottili applicate alla stessa. Nella Figura 3.27 sono indicati i parametri geometrici che definiscono il profilo a pettine.

Un parametro cruciale è la distanza tra i denti d_2 . All’aumentare della spaziatura infatti, si riduce drasticamente l’efficacia del dispositivo. È stato provato sperimentalmente da Herr [37] che con $d_2 < 0.1$ mm si possono ottenere riduzioni sonore di 5 dB – 10 dB rispetto ad un TE standard. Il parametro di lunghezza della dentatura h_l ha una lieve influenza, tuttavia è possibile indivi-

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

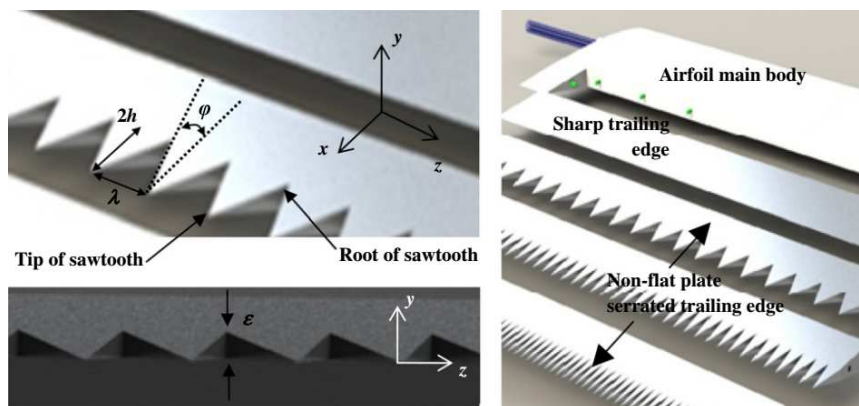


Figura 3.25: Tipologie di sawtooth TE testati in [42].

duare una dimensione ottimale $h_{l,opt}$ tale che valori superiori od inferiori non apportano ulteriori benefici. Il materiale invece è determinante solo alle basse frequenze, dove una buona flessibilità garantisce un migliore smorzamento delle fluttuazioni di pressione, cosa che non è più evidente alle frequenze superiori.

Nel lavoro di Gruber et al [43] è stata fissata una relazione tra i parametri geometrici degli intagli che permette di distinguere le prestazioni tra le diverse combinazioni geometriche: $\frac{d_1+d_2}{h_l}$. Secondo le previsioni numeriche la riduzione nei livelli sonori si attenua all’aumentare della frequenza, indipendentemente dalla geometria della dentatura, tendendo asintoticamente a zero.

I risultati sperimentali evidenziano invece le scarse prestazioni di tali dispositivi in confronto con il TE base (*unserrated*), soprattutto alle frequenze superiori, come mostrato nella Figura 3.28. Si può notare un incremento di rumorosità nel range 700 Hz – 4000 Hz e per tutto lo spettro oltre i 7 kHz.

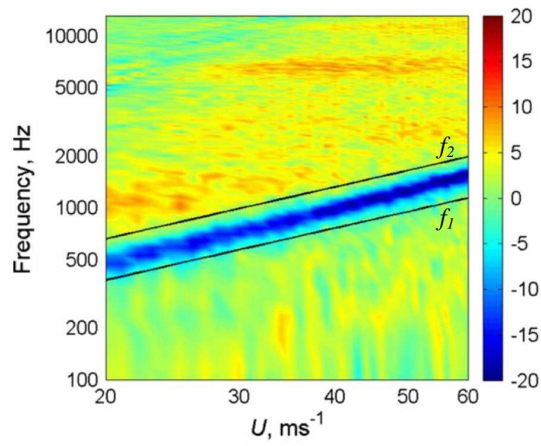
Profili a setola

L’orientamento della dentatura con il flusso d’aria è fondamentale per ottenere buoni risultati, ma se questa condizione è facilmente realizzabile nelle prove in galleria del vento, non lo è nelle applicazioni sulle pale rotanti laddove il campo di flusso è fortemente tridimensionale. A questo scopo sono stati testati profili “a setole” flessibili che possano seguire il flusso anche in direzione trasversale (lungo l’apertura alare, *span-wise*).

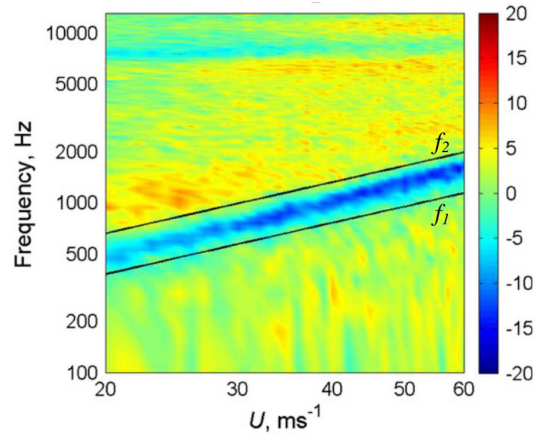
Tali dispositivi, ai quali faremo riferimento d’ora in avanti come *brushes*, sono realizzati in strisce di materiali polimerici o fibrosi e fissati all’interno della giunzione di coda tra i due gusci che formano l’ala.

Come per i profili intagliati, anche i brushes presentano comportamenti differenti al variare dei parametri geometrici, come indicato dagli studi di Herr [37]. Anche qui il materiale determina la flessibilità della setola che apporta general-

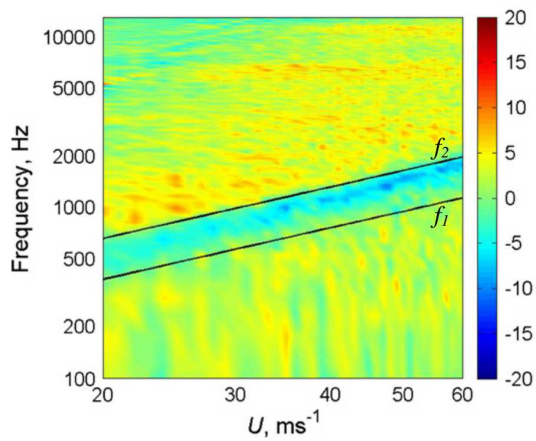
3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica



(a) Δ SPL per profilo S1



(b) Δ SPL per profilo S2



(c) Δ SPL per profilo S3

Figura 3.26: Δ SPL misurato in funzione della velocità del vento [dB]. [42]

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

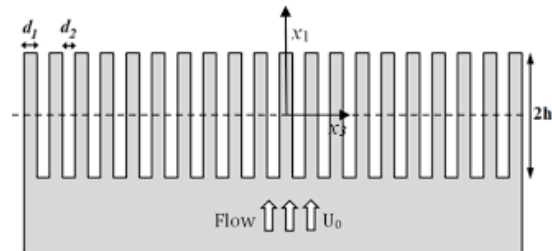


Figura 3.27: Parametri geometrici del profilo a pettine.

mente benefici alla riduzione di rumore, ma non sembra essere fondamentale. Mentre un parametro cruciale è risultato essere la spaziatura tra le fibre, perché legato allo smorzamento viscoso del flusso turbolento. Minore è la distanza tra le setole, maggiore sarà tale effetto. I parametri di spessore e lunghezza delle fibre hanno un’influenza minore, ma si è visto che gli spessori maggiori (tra quelli testati da Herr e Dobrzynski [44]) hanno avuto risultati migliori, e che esiste una lunghezza ottimale al di sotto della quale gli effetti di smorzamento idrodinamico desiderati non sono più garantiti.

Negli esperimenti di Finez et al. [45] sono state testate in galleria del vento diverse geometrie di *brushes* (vedi Figura 3.29) per caratterizzarne le performance al variare dei parametri di lunghezza, diametro e densità delle fibre. Le strisce sono state applicate alla coda di un profilo alare NACA 65(12)-10 di 130 mm di corda e 300 mm di *span* (larghezza), questo per simulare le condizioni fluidodinamiche operative, dando maggior rilevanza ai risultati sperimentali rispetto quelli ottenuti da Herr e Dobrzynski [44] [37] che hanno utilizzato invece un profilo piatto.

Come si vede in Figura 3.30, è stata misurata una riduzione sonora massima di circa 3 dB attorno i 1000 Hz, ma si crede che sia decisamente superiore in livello in quanto, all’atto dei test, è stata rilevata la forte presenza di una sorgente di rumore sul bordo d’attacco. Mentre non è stata riscontrata la sorgente supplementare in scia ai dispositivi negli alti range di frequenza rilevata da Herr [37].

In generale, se opportunamente realizzati, i *brushes* possono ridurre notevolmente il rumore da troncatura della coda (vedi *BTE noise* nel paragrafo 3.1).

Profili porosi

Con l’obbiettivo di ridurre l’impedenza acustica della superficie alare in prossimità della coda del profilo, alcuni ricercatori hanno ipotizzato l’utilizzo di materiali porosi, in applicazione o sostituzione del TE.

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica

Gli estesi studi di Geyer [46] su un nutrito set di profili porosi a differenti porosità volumetriche, resistività al flusso e altri fattori, hanno portato alle seguenti conclusioni:

1. Si possono raggiungere notevoli livelli di riduzione sonora, principalmente nelle medie frequenze, a discapito di una perdita di efficienza aerodinamica.
2. La maggiore riduzione sonora per unità di portanza si registra per materiali con resistività al flusso medio-alta.
3. Lo spettro sonoro per i materiali con resistività medio-bassa risulta eccedere quello del profilo standard, a causa di una diversa rugosità superficiale.
4. L'effetto di riduzione è sostanzialmente insensibile alla velocità del flusso d'aria.

Nella Figura 3.31 vengono riportati i risultati degli esperimenti di Geyer [46] misurati sui diversi materiali in termini di livello di pressione sonora (SPL).

Soluzioni ibride

L'ulteriore passo della ricerca ha visto infine la combinazione delle tipologie sopra descritte per sfruttarne i singoli vantaggi. In quest'ottica, i recenti test di Vathylakis et al [47] hanno continuato il lavoro di Chong et al [48] [42], proponendo molte soluzioni ibride, denominate *poro-serrated*, riportate nella Figura 3.32.

Dalle prime misurazioni sulle emissioni delle tipologie di poro-serrated S1, S1+, S3 e S3+ rispetto al profilo non trattato S0 riportati in Figura ?? si nota una riduzione sonora generale più evidente per il profilo S1 con dentatura più rastremata rispetto al profilo S3. Il picco tonale alle medie frequenze è comunque più ridotto nel caso del profilo S3 grazie ad una minore “densità” di troncature rispetto al profilo S1. In entrambi i casi, l'inserimento di materiale poroso tra la dentatura riesce ad abbattere il picco tonale, mantenendo lo stesso livello di riduzione sonora globale e evitando l'ulteriore emissione alle alte frequenze che invece era presente nei profili *sawtooth* piatti.

I risultati ottenuti al variare della velocità del flusso U sono invece riportati nelle Figure 3.33a e 3.33b come mappe di livello di riduzione sonora rispetto al profilo non trattato per le tipologie S1 ed S3 rispettivamente (valori positivi indicano una riduzione di SPL). Si può facilmente notare quanto detto prima, riguardo l'abbattimento del picco tonale mediante l'inserimento del materiale poroso, in entrambe le tipologie di profilo.

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

Al fine di determinare se la riduzione di rumore sia dovuta solamente alla dentatura o al materiale poroso oppure alla combinazione di entrambi, sono state testate le altre configurazioni di Figura 3.32.

A conferma degli studi di Geyer [46], è stato testato un profilo dritto parzialmente poroso, SP di Figura 3.32. I risultati di Figura 3.34 evidenziano la scarsa efficacia di riduzione sonora di tale soluzione, con un effetto positivo solo per alti regimi di flusso e in una limitata banda di frequenze. Compare nuovamente la componente tonale dovuta al distacco periodico dei vortici dal bordo troncato della coda, e l’aumento di rumorosità al di sopra di 8 kHz per il cambio di rugosità superficiale tra il corpo pala e il TE modificato.

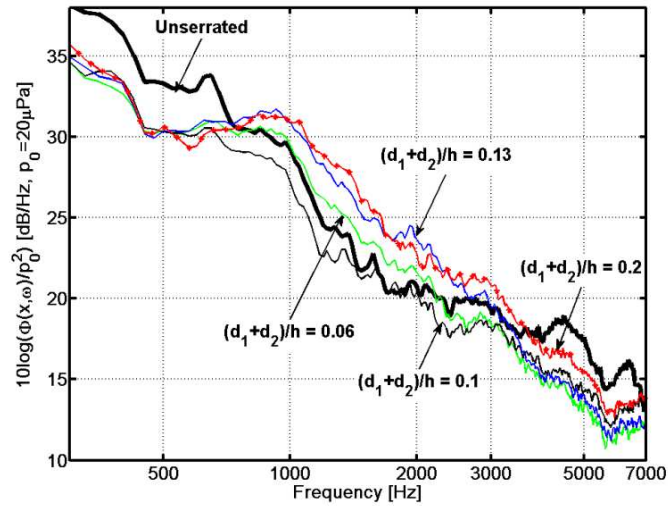
Per il profilo S3- a materiali invertiti, la Figura 3.35 mostra come, pur evitando il picco tonale caratteristico del *sawtooth*, le prestazioni globali sono decisamente inferiori al caso complementare (profilo S3+) di Figura 3.33b(destra).

Con l’idea che differenti materiali porosi potessero fornire migliori risultati, sono stati testati i profili S3++ con inserti in melamina e S3 Δ con setole a diverse densità.

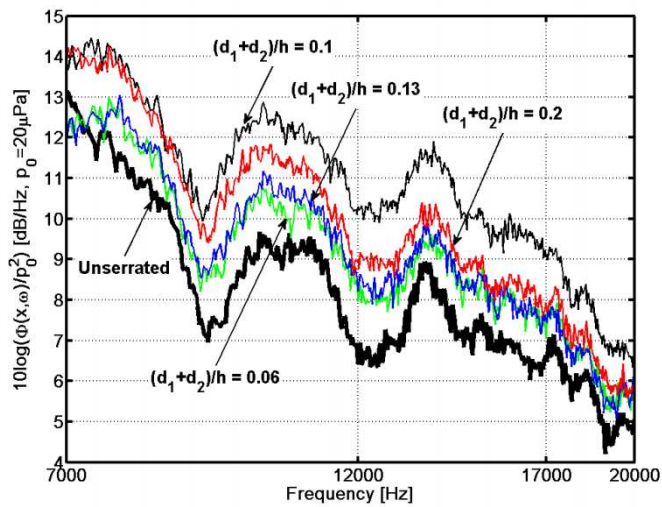
Dalla Figura 3.36(sinistra) si nota che l’utilizzo di schiuma di melamina al posto del riempimento in nickel-cromo della controparte S3+ produce un’ulteriore riduzione di rumore nella maggior parte dello spettro considerato. Dal confronto diretto sulla mappa cromatica sempre in Figura 3.36(destra) è evidente che il differente materiale apporta altri 2 dB di riduzione.

Sostituendo il materiale poroso compatto con delle setole a varia densità, sono stati ottenuti i seguenti livelli di riduzione. Confrontando le Figure 3.37 e 3.33b (destra) tra i profili S3 Δ e S3+ si deduce che è mantenuta la caratteristica di soppressione della componente tonale e che la riduzione globale copre una banda di frequenze leggermente più ampia, soprattutto per regimi di flusso medio-alti. Dall’analisi della Figura 3.38 si nota che al diminuire della densità aumenta l’effetto di riduzione del rumore, ma che in ogni caso è presente una banda alle alte frequenze in cui il livello è superiore al caso base, tanto maggiore quanto più è alta la densità delle setole.

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica



(a) Confronto alle basse frequenze.



(b) Confronto alle alte frequenze.

Figura 3.28: Spettro acustico corretto per profilo base (*unserrated*) e per profilo *slitted*. [43]

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

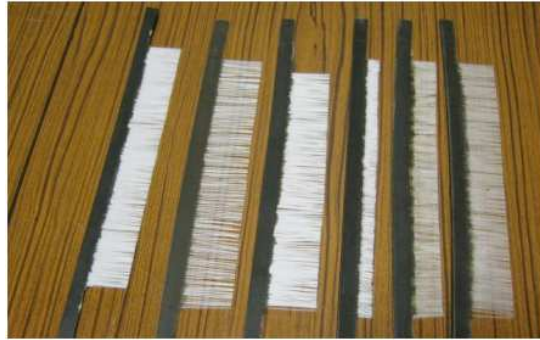


Figura 3.29: Le varie tipologie di setole nell’esperimento di Finez et al [45]

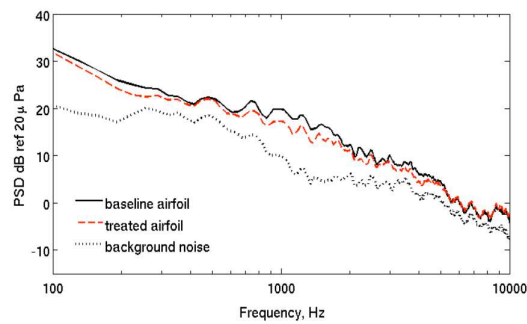
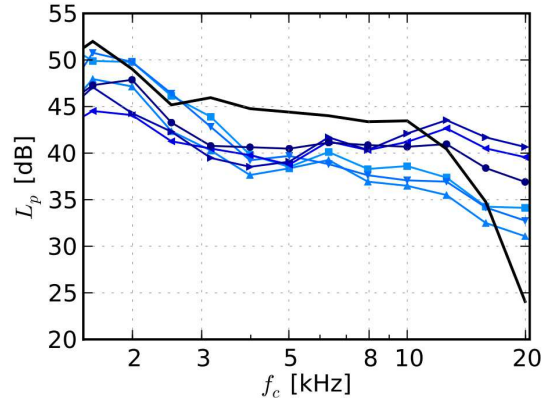
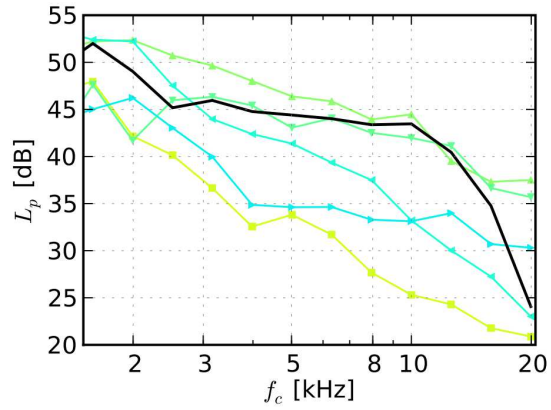


Figura 3.30: Densità spettrale di pressione sonora misurata nel campo lontano per profilo *brushes*. [45]

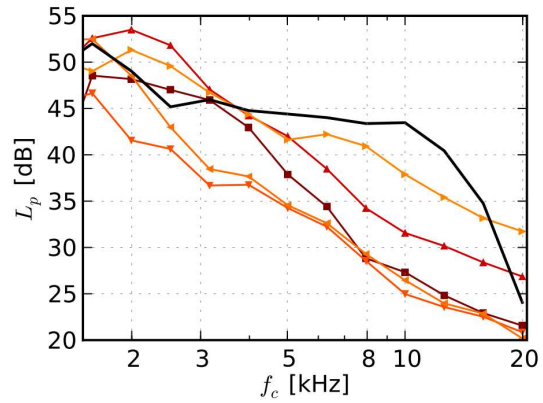
3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica



(a) Basse resistività al flusso.








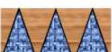




(b) Medie resistività al flusso.





(c) Alte resistività al flusso.


Figura 3.31: SPL in bande di 1/3 di ottava del suono misurato al TE dei profili porosi, $\alpha = 0^\circ$ e $U = 50$ m/s.[46]


Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche


Symbols	Descriptions	Drawings
S0	Baseline, straight, nonporous solid trailing edge	
S1	Nonflat plate serrated trailing edge; $2h = 20$ mm, $\varphi = 7^\circ$, $\lambda/h = 0.49$ and $\varepsilon = 5.7$ mm	
S1 ⁺	(Poro-Serrated trailing edge) Same serration parameters as S1; sawtooth gaps filled with porous nickel-chromium foams	
S3	Nonflat plate serrated trailing edge; $2h = 20$ mm, $\varphi = 25^\circ$, $\lambda/h = 1.87$ and $\varepsilon = 5.7$ mm	
S3 ⁺	(Poro-Serrated trailing edge) Same serration parameters as S3; sawtooth gaps filled with porous nickel-chromium foams	
S3 ⁺⁺	(Poro-Serrated trailing edge) Same serration parameters as S3; sawtooth gaps filled with Melamine foams	
S3 ⁻	“Inversed” poro-serrated trailing edge Same serration parameters as S3; sawtooth – porous nickel-chromium foam, sawtooth gaps – filled with nonporous, solid surface	
S3 ^Δ	(Poro-Serrated trailing edge) Same serration parameters as S3; sawtooth gaps <u>partially</u> filled with thin layer of brushes	
S3 ^o	Same serration parameters as S3; Sawtooth gaps (interstices) remain open; Sawtooth made from porous nickel-chromium foams	
SP	Partially porous, straight trailing edge; same porous nickel-chromium foams as in S1 ⁺ and S3 ⁺ ; $s = 2h$ of S1, S1 ⁺ , S3, S3 ⁺ , S3 ⁺⁺ , S3 ⁻ , S3 ^Δ and S3 ^o	

 Solid sawtooth

 Porous nickel-chromium sawtooth

 Brushes

 Solid gap filler

 Porous nickel-chromium gap filler


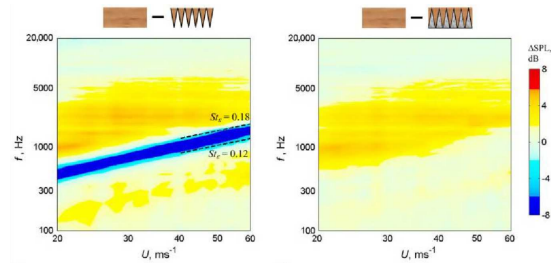
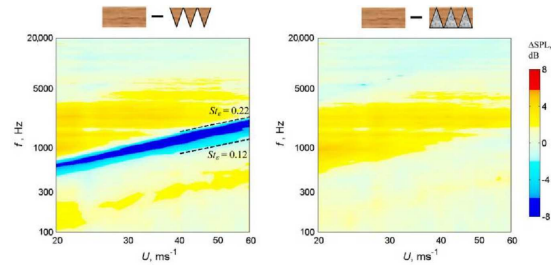
 Melamine gap filler

Figura 3.32: Tipologie di dispositivi *poro-serrated* testati da Vathylakis et al [47].

3.2. Stato dell'arte della ricerca sull'aeroacustica



(a) SPL relativo per profilo S1 (sinistra) ed S1+ (destra).



(b) SPL relativo per profilo S3 (sinistra) ed S3+ (destra).

Figura 3.33: ΔSPL misurate al variare della velocità di flusso U . [47]

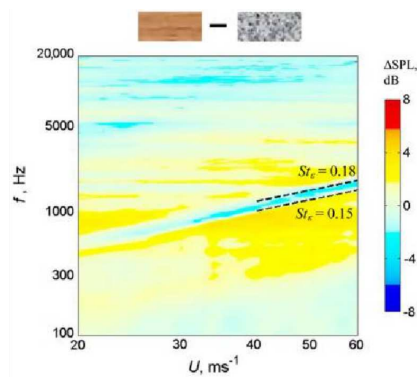


Figura 3.34: ΔSPL prodotto dal profilo SP alle varie velocità U . [47]

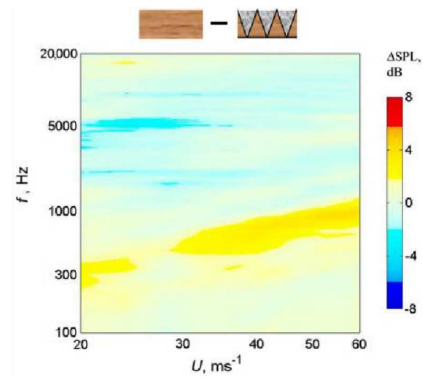


Figura 3.35: ΔSPL prodotto dal profilo S3- alle varie velocità U . [47]

Capitolo 3. Aeroacustica di turbine eoliche

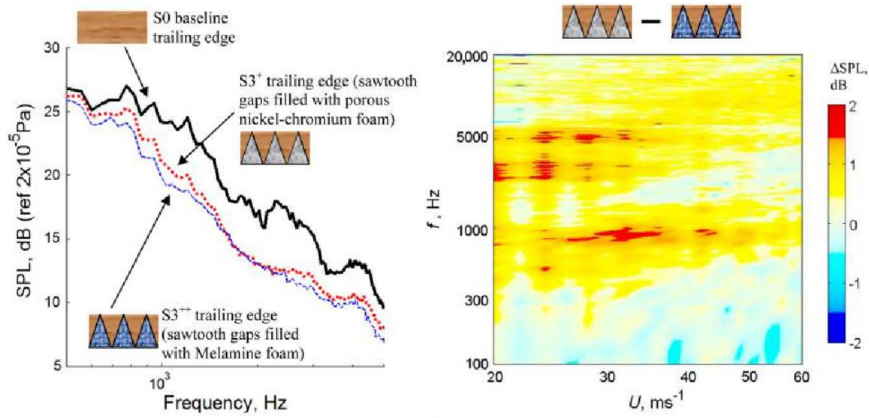


Figura 3.36: Confronto di SPL tra i profili S3+ e S3++ a $U = 36$ m/s (sinistra) e ΔSPL relativo tra i due materiali porosi, alle varie velocità U (destra).[47]

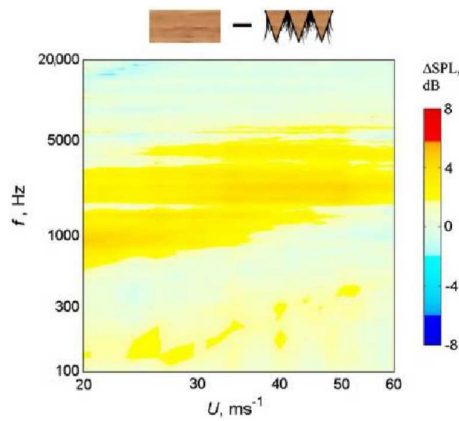


Figura 3.37: ΔSPL prodotto dal profilo S3 Δ alle varie velocità U . [47]

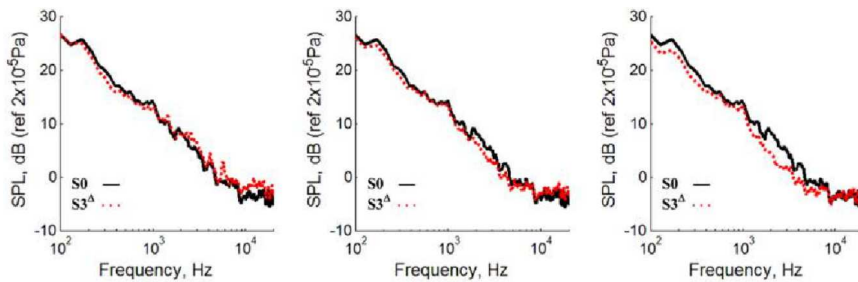


Figura 3.38: Confronto tra SPL prodotti dal profilo S3 Δ per densità alte (sinistra), medie (centro) e basse (destra) delle setole.[47]

Capitolo 4

Test Fluidodinamici

Per aiutare la comprensione dei meccanismi che concorrono alla minore emissione sonora dei dispositivi dentati TES, è necessario studiarne le caratteristiche sotto diversi aspetti. Dalla letteratura è noto che tali dispositivi comportano modifiche sostanziali alla struttura fluidodinamica della scia generata da un profilo alare, ma si hanno poche conoscenze riguardo l’influenza di tali dispositivi sulle prestazioni aerodinamiche. Oltretutto, data la loro ormai frequente applicazione sugli aerogeneratori di grande taglia, è fondamentale la loro caratterizzazione aerodinamica in accoppiata ai profili alari ad alte prestazioni tipici del settore eolico.

I test fluidodinamici sono stati concepiti con l’obiettivo di fornire indicazioni utili alla corretta progettazione dei TES per gli specifici casi applicativi. I test hanno compreso prove di tipo globale, con misure di bilancia dinamometrica e prove di tipo locale, con misure di pressione superficiale.

In questo capitolo, dopo una breve introduzione all’aerodinamica dei profili alari verrà presentato il set-up sperimentale messo in opera e verranno illustrati i criteri realizzativi delle appendici dentate oggetto di studio. Infine si esamineranno i risultati dei test sperimentali trattando separatamente quelli di tipo globale da quelli di tipo locale.

4.1 Cenni di aerodinamica dei profili alari

Al fine di una maggiore comprensione dei risultati dei test fluidodinamici che vengono presentati più avanti nel capitolo, è necessario introdurre i concetti alla base dell’aerodinamica dei profili alari.

Nella presente sezione verranno trattati gli aspetti geometrici caratteristici dei profili alari, con riferimento alla nomenclatura tecnica, l’origine delle forze aerodinamiche oggetto di studio ed i relativi coefficienti adimensionali. Verrà inoltre introdotto il particolare fenomeno fluidodinamico chiamato “bolla di separazione laminare” in quanto presente sul modello sperimentale impiegato.

4.1.1 I profili alari

Secondo la NASA, si definisce *profilo alare* una geometria disegnata secondo linee di flusso, tale che se investita da una corrente d’aria produce un moto. Ad esempio, un profilo alare è la sezione bidimensionale di un’ala di un velivolo.

La geometria di un profilo alare è definita da diversi elementi, secondo la rappresentazione di Figura 4.1:

- *Estradosso*, la superficie superiore del profilo;
- *Intradosso*, la superficie inferiore;
- *naso*, il bordo d’attacco del profilo (*leading edge*, LE) di raggio r ;
- *coda*, il bordo di uscita del profilo (*trailing edge*, TE);
- *corda*, c , il segmento retto che collega naso e coda;
- *linea di camber*, il luogo dei punti equidistanti da estradosso ed intradosso;
- *freccia di camber*, m , la maggiore distanza della linea di camber dalla corda, la cui posizione si indica con p ;
- *spessore*, t , la massima distanza fra estradosso ed intradosso.

Negli anni, le case produttrici di velivoli, perfezionarono sigle identificative per i loro profili alari che ne potessero riassumere le caratteristiche geometriche ed aerodinamiche. La statunitense *National Advisory Committee for Aeronautics* (NACA), ad esempio, identifica i suoi modelli con una serie di 4,5 o 6 cifre ognuna delle quali riferita ad una caratteristica del profilo.

Per la serie *NACA 4-digit*, con la sigla

NACA 4412

si intende un profilo alare con:

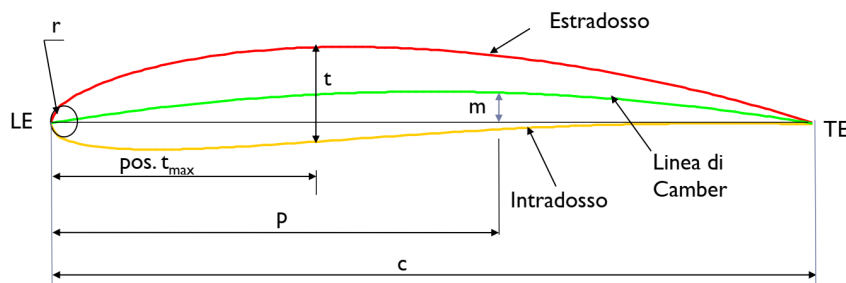


Figura 4.1: Un profilo alare e le sue caratteristiche geometriche

4.1. Cenni di aerodinamica dei profili alari

- '4' freccia di camber massima, in % di corda;
- '4' posizione di camber massima, in decimi di corda;
- '12' spessore massimo, in % di corda.

Nel caso del modello impiegato per i test fluidodinamici, il profilo alare appartiene alla serie *NACA 6-digit* ed è un

NACA 64₂ 014A

le cui cifre indicano:

- '6' la serie di appartenenza secondo l'identificazione NACA;
- '4' la distanza dal naso del punto di minima pressione superficiale, espressa come decimi di corda;
- '2' la semi-estensione del pozzetto laminare, in decimi di coefficiente di portanza;
- '0' il coefficiente di portanza di progetto, in multipli di 10, nullo perché si tratta di un profilo simmetrico;
- '14' lo spessore massimo in % di corda.

4.1.2 Le azioni aerodinamiche

Quando un corpo interagisce con un fluido viscoso come l'aria, le linee di flusso vengono deviate dalla presenza del corpo stesso e tendono a seguire la curvatura della sua superficie. Questo fenomeno, che può essere banalmente analizzato applicando le equazioni di Eulero (con le ipotesi di flusso inviscido e stazionario), è responsabile della variazione della pressione esercitata dal fluido sulla superficie del corpo. Inoltre, si origina un gradiente di velocità del flusso, dovuto all'attrito viscoso tra solido e fluido, che induce la formazione di una zona di flusso rallentato nelle immediate vicinanze della superficie detto “strato limite” (*boundary layer*). Anche questo effetto concorre alla variazione di pressione superficiale, ma è soprattutto causa di tensioni tangenziali sul corpo.

Per un profilo alare, ciò si traduce in zone di estradosso ed intradosso soggette a depressione e sovrappressione (rispetto quella del flusso indisturbato). Ed è proprio la differenza di pressione tra estradosso ed intradosso a generare le azioni aerodinamiche.

La distribuzione locale degli sforzi tangenziali e normali al profilo alare può essere studiata su due distinti sistemi di riferimento: il primo solidale al corpo ed il secondo solidale alla direzione del flusso. Le motivazioni che spingono

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

all’adozione di due sistemi distinti nasce dalle tecniche con le quali si misurano le azione aerodinamiche. Per un pilota è indispensabile conoscere quella componente che lo sostiene sulla direzione di volo e quella che si oppone al suo moto. Per un ricercatore che opera in galleria del vento è invece immediato conoscere le forze lungo la corda del profilo e normalmente alla stessa.

In Figura 4.2 sono rappresentate le azioni aerodinamiche per un profilo alare investito da un flusso di velocità U_∞ con un angolo di attacco α , in entrambi i sistemi di misura. Prendendo come riferimento il sistema solidale al flusso incidente, le forze aerodinamiche agenti sul corpo sono principalmente due: la *portanza* (*lift*, L) e la *resistenza* (*drag*, D). Invece, secondo il sistema solidale al profilo, le forze aerodinamiche generatisi sono: la *forza normale* (N) e la *forza assiale* (A).

La portanza agisce generalmente verso l’alto ed è perpendicolare alla direzione del flusso. Si genera dalla differenza di pressione superficiale tra estradosso ed intradosso. La resistenza agisce nel verso concorde al flusso e parallelamente ad esso ed è la somma di due contributi: dalla *resistenza d’attrito* (*skin-friction drag*) generata dagli sforzi viscosi all’interno dello strato limite; dalla *resistenza di forma* (*pressure drag*) dovuta alla separazione dello strato limite dal profilo e dalla distribuzione di pressione superficiale.

Risulta chiaro dalla Figura 4.2 come le azioni aerodinamiche siano legate geometricamente tra loro, essendo le componenti di una stessa *risultante aerodinamica* R . Si può scrivere pertanto

$$L = N \cos \alpha - A \sin \alpha \quad (4.1)$$

$$D = N \sin \alpha + A \cos \alpha \quad (4.2)$$

Entrambe le forze aerodinamiche sono applicate nel cosiddetto *centro di pressione*, x_{CP} , come in Figura 4.3a. Spostandosi dal centro di pressione in un qualsiasi altro punto della corda, compare una terza azione aerodinamica, il *momento* M , dovuto ad un certo sbilanciamento tra le risultanti del carico di pressione su intradosso ed estradosso, come in Figura 4.3. Per convenzione si considera positivo se cabrante, negativo se picchiante, a seconda se tenda a far alzare il naso o la coda rispettivamente.

Quando le forze vengono misurate per un profilo alare, quindi per una sezione bidimensionale, ci si riferisce alle azioni per unità di apertura alare aggiungendo l’apice, come per quelle indicate in Figura 4.3: L' , D' ed M' .

In genere il momento aerodinamico viene calcolato nel cosiddetto *centro aerodinamico* del profilo, ovvero quel punto in cui il momento resta costante al variare dell’angolo di attacco α . Tale punto si indica con x_{CA} e si trova per la maggior parte dei profili al quarto di corda. In questo caso il momento diventa

4.1. Cenni di aerodinamica dei profili alari

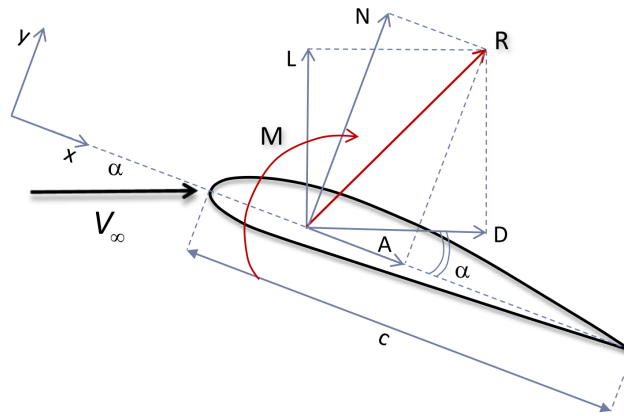


Figura 4.2: Schematizzazione delle azioni aerodinamiche di un profilo alare

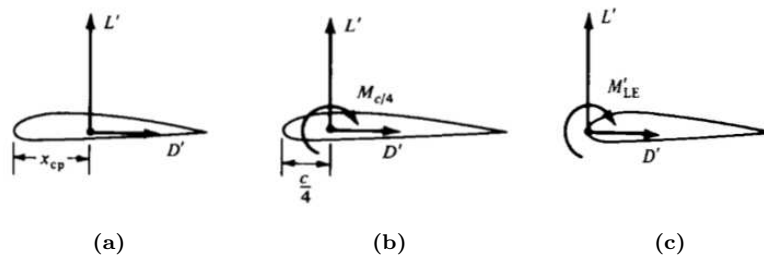


Figura 4.3: Il momento aerodinamico rispetto a: (a) il centro di pressione, (b) il quarto di corda, (c) il naso.

M'_{CA} (o $M'_{c/4}$), tale che:

$$M'_{CA} = (x_{CA} - x_{CP})(L' \cos \alpha + D' \sin \alpha) \quad (4.3)$$

Talvolta può essere utile valutare le azioni aerodinamiche applicate al naso del profilo (vedi Figura 4.3b). In questo caso il momento aerodinamico si indica con M'_{LE} e vale:

$$M'_{LE} = -(L' \cos \alpha + D' \sin \alpha)x_{CP} \quad (4.4)$$

4.1.3 I coefficienti aerodinamici

Nella descrizione e definizione dei profili alari e delle loro prestazione, oltre alla geometria ed alla velocità del flusso, intervengono numerose altre grandezze fisiche che dipendono dal particolare caso applicativo. Nasce quindi la necessità di poter generalizzare la caratterizzazione di un profilo svincolandosi dalle sue dimensioni e dalle condizioni di flusso con cui interagisce.

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

Si introducono quindi i *coefficienti aerodinamici*, ottenuti adimensionalizzando le azioni aerodinamiche con la corda del profilo c e la pressione dinamica,

$$q_\infty = \frac{1}{2} \rho V_\infty^2 \quad (4.5)$$

dove V_∞ è la velocità del flusso indisturbato.

Si ottengono pertanto i coefficienti aerodinamici per unità di apertura alare per la portanza, la resistenza ed il momento.

$$c_l = \frac{L'}{q_\infty c} \quad (4.6)$$

$$c_d = \frac{D'}{q_\infty c} \quad (4.7)$$

$$c_{m,ca} = \frac{M'_{CA}}{q_\infty c^2} \quad (4.8)$$

Qualora si tratti di un'ala tridimensionale nella sua interezza occorre considerare la superficie S data dal prodotto della corda per l'allungamento (apertura alare) b :

$$S = c \cdot b \quad (4.9)$$

Si conclude che i coefficienti aerodinamici per l'intera ala sono:

$$C_L = \frac{L}{q_\infty S} \quad (4.10)$$

$$C_D = \frac{D}{q_\infty S} \quad (4.11)$$

$$C_{M,CA} = \frac{M_{CA}}{q_\infty c S} \quad (4.12)$$

I coefficienti aerodinamici (per unità di apertura alare), vengono impiegati in grafici rappresentativi delle prestazioni dei profili in relazione all'angolo d'attacco α , come quelli di Figura 4.4. I coefficienti di portanza e resistenza, c_l e c_d , sono spesso messi a rapporto nella cosiddetta “polare del profilo” (o polare di Eiffel), raffigurata in Figura 4.4b.

Allo scopo di facilitare la comprensione dei dati che verranno presentati nella sezione dedicata ai risultati, è utile fornire la chiave di lettura dei grafici rappresentativi delle prestazioni dei profili alari. In Figura 4.5 è riportato un tipico esempio di grafico c_l - α per un comune profilo alare biconvesso, non simmetrico.

Il c_l presenta una variazione lineare per gran parte del campo di lavoro del profilo, ovvero per angoli d'attacco compresi tra i 10° e 12° per i quali lo strato limite rimane sufficientemente aderente al profilo. Il campo di moto mostra, sull'estradosso, un punto di separazione che si sposta lentamente verso il naso all'aumentare dell'angolo. Oltre i 10° il punto di separazione inizia ad

4.1. Cenni di aerodinamica dei profili alari

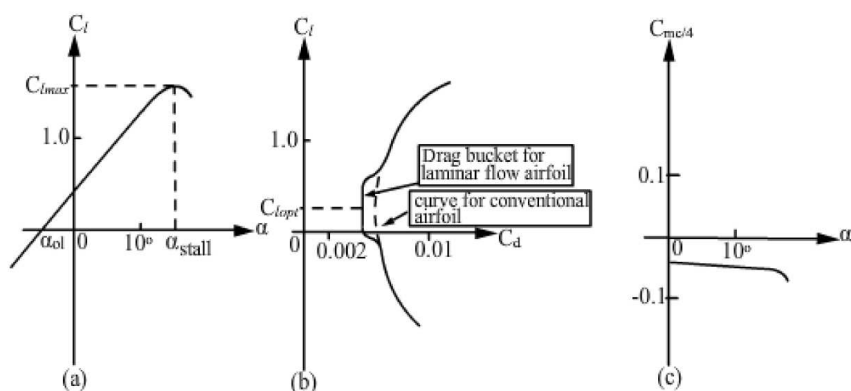


Figura 4.4: Grafici caratteristici di un profilo alare: (a) c_l - α , (b) c_l - c_d e (c) $c_{m,c/4}$ - α

avanzare più rapidamente e la scia turbolenta che segue la separazione inizia a mostrare una sensibile influenza sulla resistenza. Tutto ciò porta ad un punto di massima portanza oltre il quale la separazione dello strato limite sull'estradosso è totale: si è arrivati all'*angolo di stallo*. Per angoli di attacco superiori allo stallo, la portanza diminuisce in maniera più o meno brusca e la resistenza aumenta considerevolmente. Si può osservare che il comportamento si ritrova grossomodo speculare per gli angoli di attacco negativi.

Il comportamento aerodinamico di un profilo alare è ovviamente influenzato dalle sue caratteristiche geometriche. La sua curvatura, ad esempio, ha effetto sulla distribuzione di pressione e di conseguenza sulle azioni aerodinamiche. Tali effetti si possono vedere tramite i grafici dei coefficienti aerodinamici di Figura 4.6, dove vengono confrontate le prestazioni di tre diversi profili alari, appartenenti alla stessa famiglia: NACA 0012 con camber nulla (0%), NACA 2412 con camber del 2%, NACA 4412 con camber del 4%.

L'effetto sulla portanza si capisce dal grafico di Figura 4.6a dove è evidente che all'aumentare della freccia di camber, la curva risulta traslata verso l'alto, mantenendo una stessa pendenza. Come conseguenza l'angolo di attacco a portanza nulla ($c_l = 0$) si sposta verso valori negativi, circa corrispondenti al valore della freccia di camber (in decimi). L'influenza sulla resistenza invece è meno marcata: lo si vede nelle curve c_d - c_d di Figura 4.6c, che risultano anch'esse traslate verso l'alto, su valori superiori di c_l ma non verso destra, ad alti c_d . Infine, la presenza di una freccia di camber non nulla provoca un aumento del momento aerodinamico con effetto picchante, che si traduce in valori del coefficiente di Figura 4.6b sempre più negativi.

Comportamenti simili possono essere ottenuti mediante l'utilizzo di dispositivi aerodinamici detti "flap". Questi agiscono durante le fasi di volo andando a modificare la geometria originale del profilo per controllarne le prestazioni.

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

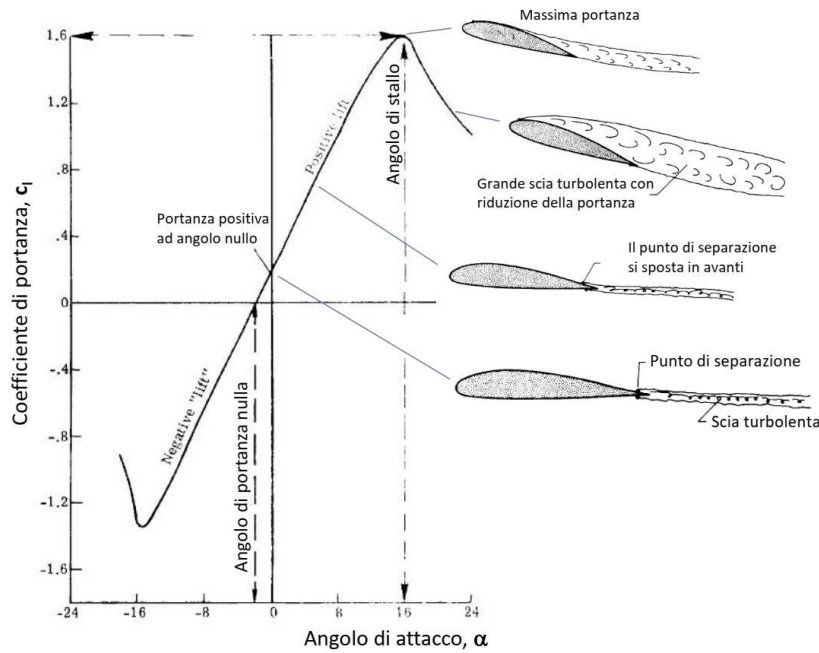


Figura 4.5: Esempio di grafico c_l - α per un tipico profilo alare

Si prenda ad esempio uno dei più comuni dispositivi, il “plain flap” (Figura 4.7), costituito da una parte di coda dell’ala che può essere deflessa in alto o in basso, con escursioni che possono arrivare anche a 70° . L’apertura del flap genera una modifica della distribuzione di pressione sia all’estradosso che all’intradosso: per una deflessione positiva (verso il basso) si avrà una zona di ulteriore accelerazione all’estradosso (in depressione), verso il bordo di coda, e corrispondentemente una zona di aumento di pressione all’intradosso, come in Figura 4.8a. Come conseguenza aumentano sia la portanza che la resistenza, ma non in maniera speculare rispetto l’angolo di attacco nullo, come mostrato in Figura 4.8b. Ciò comporta un aumento del c_l massimo, ma un’anticipazione dello stallo che avviene ad angoli d’attacco inferiori di diversi gradi. Infine, anche il momento aerodinamico subisce una forte modificazione, assumendo valori più negativi.

Questi andamenti verranno ritrovati più avanti nella discussione dei risultati dei test fluidodinamici.

Analogamente a quanto detto per le azione aerodinamiche, è utile ragionare in termini di coefficienti adimensionali anche per la distribuzione di pressione superficiale. Viene introdotto pertanto il *coefficiente di pressione*, C_p , dato dal

4.1. Cenni di aerodinamica dei profili alari

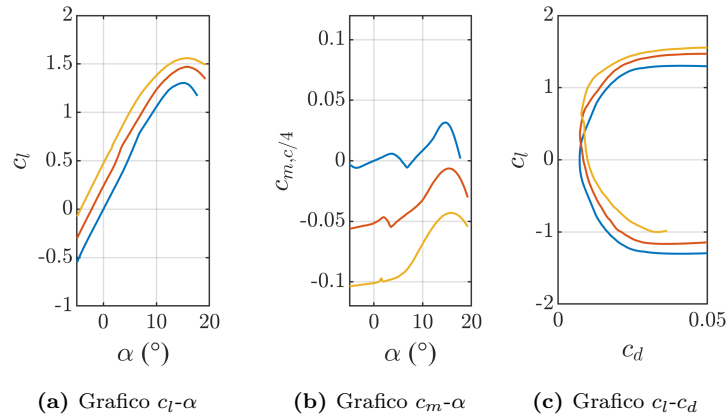


Figura 4.6: Effetti di una diversa freccia di camber: - 0%, - 2%, - 4%.



Figura 4.7: Plain flap

rapporto fra pressione statica e pressione dinamica:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{q_\infty} \tag{4.13}$$

dove p è la pressione statica misurata in un punto del profilo e p_∞ è la pressione statica del flusso indisturbato.

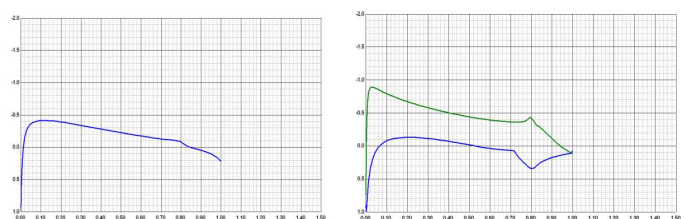
La distribuzione di tale coefficiente intorno al profilo permette di giustificare i valori e le caratteristiche delle forze aerodinamiche sopra descritte. Si usano pertanto i grafici C_p - x come quello di Figura 4.10. Se C_p è *negativo* allora la zona considerata è in depressione (ovvero a pressione inferiore a quella di flusso indisturbato), viceversa se è positivo la zona è in sovrappressione.

4.1.4 La bolla di separazione laminare

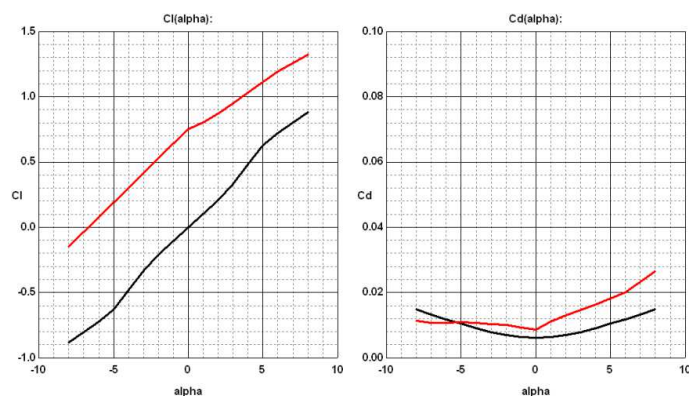
Molto spesso i profili alari sono caratterizzati dalla presenza di una zona di separazione confinata del flusso. Anche il modello di ala impiegato in questo lavoro ne è afflitto, come si vedrà più avanti. Sarà importante notare come le appendici aerodinamiche abbiano influenza anche sulla zona di separazione.

Tale fenomeno prende il nome di “bolla di separazione laminare” (*laminar separation bubble*, LSB). Come già detto è presente soltanto per una porzione più o meno estesa della superficie in cui il profilo è affetto da uno strato limite

Capitolo 4. Test Fluidodinamici



(a) Distribuzione di pressione superficiale: con flap chiuso a sinistra, con flap aperto a destra.



(b) Coefficienti di portanza (sinistra) e resistenza (destra): – flap chiuso, – flap aperto.

Figura 4.8: Effetti aerodinamici dovuti all’apertura del flap

separato, a differenza dei fenomeni detti di “separazione totale” in cui il fluido non si riattacca più al profilo, come nelle condizioni di stallo. La possibilità di avere tale separazione locale è legata al tipo di flusso all’interno dello strato limite al momento della separazione stessa: affinché essa si verifichi è necessario che il moto sia di tipo laminare. In tal caso, se nel flusso separato poco più a valle del distacco si ha passaggio ad un flusso turbolento, è possibile il riattacco dello strato limite sulla superficie del profilo. La bolla di separazione laminare è dunque caratterizzata dalla successione di tre fenomeni legati allo strato limite:

1. distacco dello strato limite laminare;
2. transizione dello strato limite separato da laminare a turbolento;
3. riattacco dello strato limite turbolento.

In Figura 4.11 una schematizzazione della struttura della bolla laminare, con evidenziate le fasi di formazione. La zona compresa fra lo strato limite separato e la superficie del profilo è caratterizzata da un flusso in ricircolo quasi stazionario. Il riattacco di tipo turbolento è possibile grazie al moto vorticoso

4.1. Cenni di aerodinamica dei profili alari

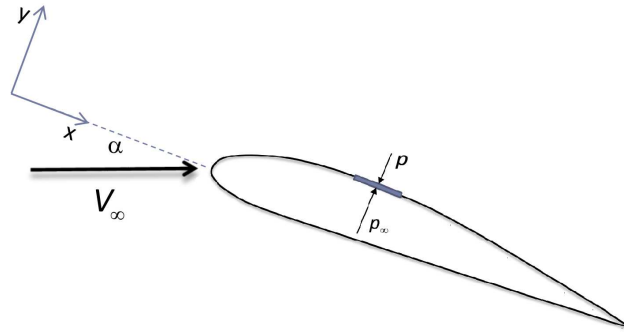


Figura 4.9: Definizione della pressione statica attorno al profilo

venutosi a formare: il forte rimescolamento del flusso nello strato limite coinvolge anche la zona di flusso adiacente, con un conseguente accrescimento dello strato limite nella direzione della superficie, fino al completo riattacco.

Dato che la zona di flusso in ricircolo all'interno della bolla laminare è generalmente stazionario, la pressione superficiale non subirà alcuna variazione. Questo rende facilmente riconoscibile la bolla laminare dai grafici C_p - x , come per l'esempio di Figura 4.12, che assumono una conformazione particolare: il C_p ha un andamento costante dal punto di distacco fino al punto di transizione, dove il flusso turbolento si riattacca e produce un repentino innalzamento della pressione superficiale, che viene visualizzato come un ginocchio seguito da un ripido aumento del coefficiente di pressione.

Il fenomeno della bolla laminare risulta deleterio per le prestazioni del profilo, andando di fatto a modificarne la geometria, con un aumento apparente dello spessore. La possibilità di ridurre tale fenomeno comporta benefici in termini di efficienza aerodinamica ed è stato dimostrato possibile andando ad agire sulla transizione del flusso all'interno dello strato limite. Molti studi e ricerche hanno mostrato che è possibile ottenere l'anticipo della transizione introducendo un disturbo nello strato limite a valle della zona di instabilità [49].

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

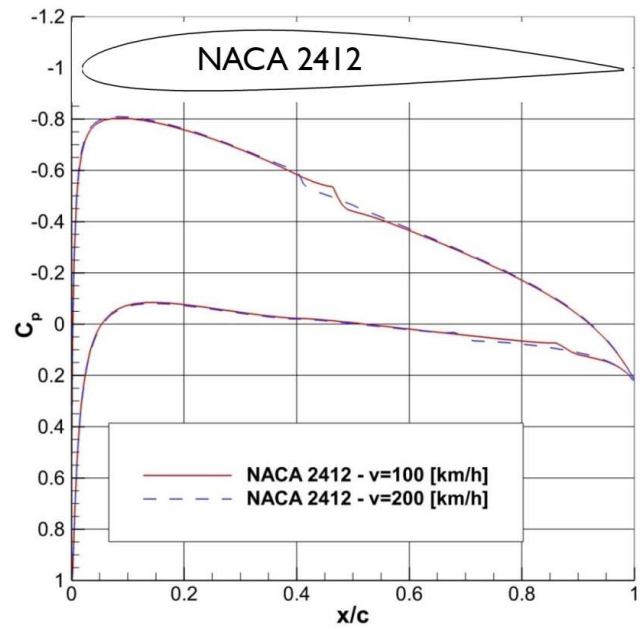


Figura 4.10: Esempio di distribuzione di C_p per profilo alare NACA 2412 per due velocità di flusso incidente

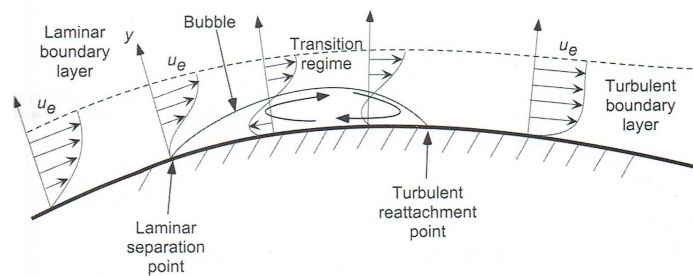


Figura 4.11: Schematizzazione della struttura della bolla di separazione laminare

4.1. Cenni di aerodinamica dei profili alari

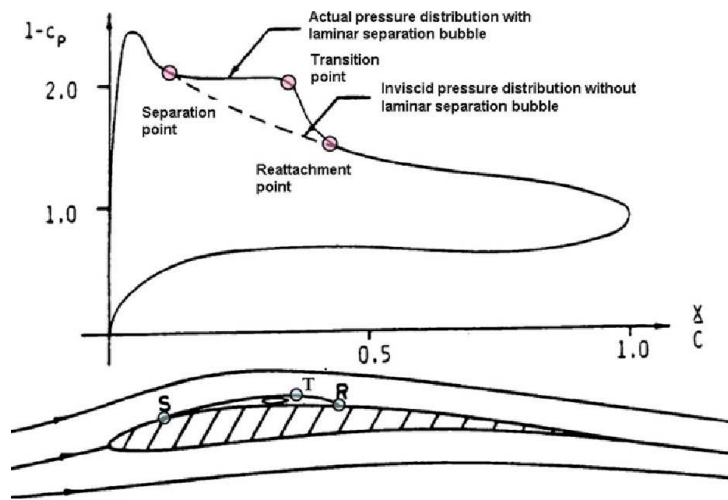


Figura 4.12: Effetto della bolla di separazione laminare sulla distribuzione di pressione superficiale

4.2 Set-up sperimentale

Nella sezione presente verrà trattata la messa a punto del set-up sperimentale richiesto per lo svolgimento dei test in laboratorio al fine di ottenere risultati scientifici attendibili.

Dopo un’introduzione delle caratteristiche dell’ambiente di misura prescelto, verrà illustrato il modello in scala adoperato come base scientifica e gli strumenti di misura impiegati per la captazione delle grandezze fisiche di interesse, con la relativa trattazione analitica per il calcolo dell’incertezza di misura secondo le vigenti norme in materia.

La sezione successiva invece, sarà dedicata alla progettazione e realizzazione delle appendici aerodinamiche oggetto dei test.

4.2.1 La galleria del vento ambientale

Le prove sperimentali sono state eseguite presso il Laboratorio Galleria del Vento Ambientale (LGVA) dell’Università Politecnica delle Marche, di cui una fotografia in Figura 4.13 e lo sviluppo in pianta in Figura 4.14. La galleria del vento presenta una struttura a circuito chiuso, di geometria rettangolare con ingombro complessivo di $24\text{ m} \times 6\text{ m}$ circa. La galleria del vento si classifica tra quelle di tipo ambientale o a “strato limite sviluppato” (Boundary Layer Wind Tunnel, BLWT) dato il considerevole sviluppo orizzontale della camera di prova: questa tipologia di camera rende possibile lo svilupparsi di uno strato limite simile a quello atmosferico.

La struttura è stata scelta come ambiente di lavoro in quanto garantisce una maggiore qualità del flusso al suo interno e l’isolamento dell’ambiente di prova dalle condizioni meteorologiche esterne. Dalle misure di caratterizzazione della camera di prova, svolte tramite anemometria a filo caldo, sono state evidenziate una carenza di uniformità di flusso inferiore a 2.5 % ed un livello di intensità di turbolenza inferiore a 0.3 % per oltre il 90 % della sezione della camera.

Nella rappresentazione di Figura 4.14 sono numerate le parti principali della galleria del vento. Secondo la direzione del flusso troviamo: il ventilatore che alimenta il tunnel (4), lo scambiatore di calore per il controllo della temperatura interna (3), il tratto convergente (2) e la camera di prova (1).

Il ventilatore, di tipo assiale, è mosso da un motore elettrico trifase a giri fissi con potenza a regime di 250 kW (350 kW allo spunto). La girante è composta di 16 pale con passo variabile che permettono di regolare la velocità del flusso interno nel range $5\text{ m/s} - 40\text{ m/s}$. Il passo palare è controllato da un sistema pneumatico gestito da un convertitore corrente-pressione posto nella sala di controllo.

La temperatura interna è regolata dalla batteria alettata dello scambiatore di calore. Questo è di tipo compatto, a flusso incrociato, con fasci tubieri di sezione

4.2. Set-up sperimentale



Figura 4.13: Fotografia aerea della galleria del vento dell’Università Politecnica delle Marche

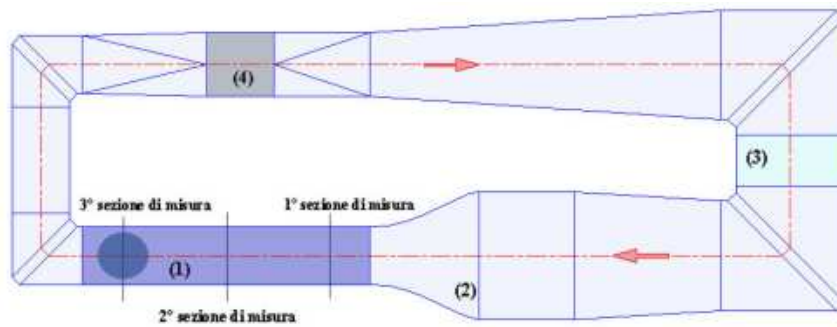


Figura 4.14: Sviluppo in pianta della galleria del vento; 1) camera di prova, 2) convergente, 3) scambiatore di calore, 4) ventilatore

circolare ed alettatura piana continua. La sua funzione è fondamentale al fine di evitare le continue derive della densità dell’aria causate dal riscaldamento del ventilatore assiale durante l’esercizio. Il sistema di gestione ne permette la regolazione sia automatica che manuale con una sensibilità di ± 1 °C.

Il tratto convergente ha un rapporto di contrazione di circa 5:1 ed è preceduto da una camera di calma a sezione costante di dimensioni 4 m × 4 m. Qui sono alloggiati gli elementi abbattitori di turbolenza, in particolare le tre reti a differente maglia, dette *screen mesh* e la struttura a nido d’ape *honeycomb*.

Infine, la camera di prova ha una sezione di 1.8 m × 1.8 m ed è lunga 9 m. La sua estensione non risulta particolarmente elevata nell’ambito delle gallerie ambientali, infatti, per favorire la formazione e lo sviluppo dello strato limite ambientale è necessario introdurre all’interno della sezione di prova opportuni elementi atti a perturbare il profilo di velocità in uscita dal convergente. La

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

sezione della camera è di forma ottagonale, avendo gli spigoli raccordati da pannelli obliqui, al fine di evitare la formazione di vortici tridimensionali (*corner vortex*) che potrebbero generarsi in prossimità delle giunzioni ad angolo retto tra le pareti. La camera di prova prevede tre zone di misura (vedi Figura 4.14): la prima sezione si trova giusto all’ingresso della camera ed è adibita ai test di tipo fluidodinamico su corpi aerodinamici, come profili alari o modelli di ali complete, dove sono richiesti una distribuzione di velocità di flusso uniforme e bassi livelli di turbolenza; la seconda sezione nella parte centrale viene sfruttata per lo studio di fenomeni di interferenza tra corpi aerodinamici e non, o lo studio dei getti come la diffusione di fumi da ciminiera; la terza ed ultima sezione, in coda alla camera di prova, è invece dedicata ai test di carattere ambientale su modelli orografici o di edifici che necessitano di uno strato limite pienamente sviluppato.

Per le prove fluidodinamiche delle appendici è stato scelto di posizionare il modello nella prima sezione di misura, dove sono presenti tutti gli strumenti atti al monitoraggio delle condizioni ambientali interne. Questi sono un sensore barometrico, una sonda di temperatura e un tubo di Pitot, mediante i quali si possono risalire alle informazioni di velocità e densità dell’aria, grandezze fondamentali per il calcolo dei coefficienti aerodinamici e di pressione che caratterizzeranno i risultati finali.

4.2.2 Il modello sperimentale

La base sperimentale di partenza è un modello di ala rettangolare con profilo NACA 64₂014A con corda di 0.45 m e apertura di 1.4 m, progettato e realizzato internamente nell’ambito dei lavori di tesi di Binci [49]. Il profilo NACA 64₂014A è un biconvesso simmetrico laminare, con spessore massimo del 14%, derivato dal NACA 64-015A, che si presta bene ad applicazioni in campo eolico. Le prestazioni aerodinamiche di tale modello sono già note, sia dal punto di vista numerico che sperimentale, in quanto oggetto di precedenti studi ed esperimenti condotti da D’Alessandro [50] e verranno impiegate più avanti come termine di confronto per i risultati ottenuti dai test sulle appendici.

Il modello ha una struttura centinata in legno di betulla, con riempimento in pannelli di polistirene e rivestimento in legno di balsa. Il supporto del modello è affidato ad una barra tubolare in acciaio alla quale si fissano le centine e che permette l’alloggiamento delle strumentazioni. La barra è posizionata in corrispondenza del maggior spessore del profilo, circa al 35% della corda, ovvero a 16 cm dal bordo di attacco, garantendo la massima rigidità del sistema.

La sezione centrale del modello è provvista di un totale di 75 fori del diametro di circa 1 mm che fungono da prese di pressione localizzate. Queste sono equamente distribuite su estradosso ed intradosso del modello, a partire dalla

4.2. *Set-up sperimentale*

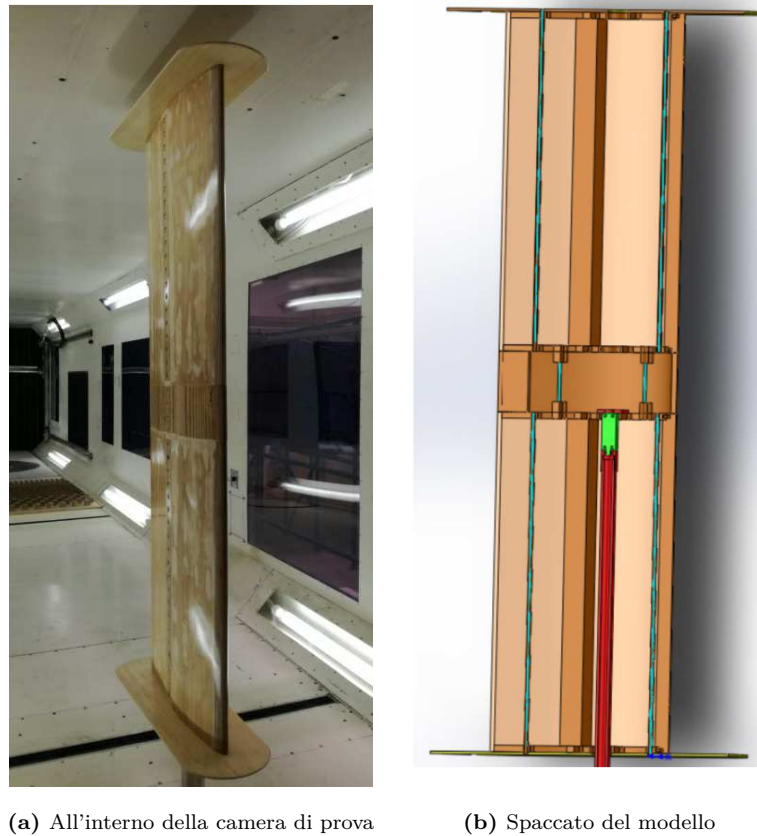


Figura 4.15: Vista e spaccato del modello originale, con evidenziazione della bilancia estensimetrica [49]

posizione del “naso” fino a circa l’86% della corda, come in Figura 4.16: per evidenti ragioni di spazio all’interno del modello, non si è potuto coprire con le prese tutta l’estensione del profilo. Ai fori sono collegati dei tubicini in silicone che vengono raccolti all’interno della barra di supporto ed inviati agli strumenti di misura della pressione.

Inoltre, il modello è dotato di schermi di estremità per la riduzione dei vortici dovuti all’effetto di ala finita. Questi in origine erano di dimensioni ridotte e solidali al modello, perché applicati alle centine di estremità (vedi Figura 4.15a). In questa configurazione erano efficaci solo ad angoli di attacco ridotti e provocavano un effetto indesiderato di resistenza aerodinamica che, seppur molto ridotta, si aggiungeva a quella del modello. Gli schermi sono stati quindi sostituiti con pannelli in fibra di vetro, di dimensioni maggiorate ed ancorati alle pareti della camera di prova, come si vede in Figura 4.25. Si evita in tal modo di scaricare la resistenza aerodinamica degli schermi sul modello, risultando al tempo stesso efficaci anche agli angoli di attacco maggiori previsti dai test sulle

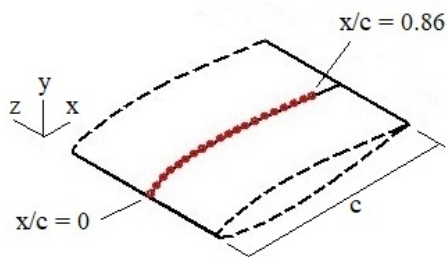


Figura 4.16: Rappresentazione della posizione delle prese di pressione lungo la superficie del profilo

appendici dentate.

Il modello alare è posizionato nella prima sezione di misura della camera di prova in posizione verticale secondo un sistema di riferimento con asse z diretto lungo l'apertura alare (positivo verso l'alto), l'asse x in direzione della corda del profilo, concorde con la direzione del flusso e l'asse y in direzione normale a questa. La barra di supporto del provino fuoriesce verso l'esterno attraverso un foro praticato sulla parete inferiore della camera di prova e si fissa ad un sistema di sostegno a sé stante, isolato dal resto della struttura.

Il sistema di sostegno è composto da un telaio tubolare, una slitta con piatto scorrevole ed un riduttore epicicloidale il cui albero rotante riceve il giunto rigido della barra tubolare del provino. Il meccanismo a riduttore a comando manuale permette l'orientamento del provino al flusso secondo gli angoli di attacco desiderati grazie ad un indicatore angolare realizzato sulla slitta di appoggio del riduttore stesso. Tale slitta mobile permette inoltre di decentrare il provino nella sezione di prova qualora sia richiesto.

Tutto il sistema poggia sul pavimento del laboratorio, quindi non risente di eventuali vibrazioni meccaniche trasmesse dal ventilatore della galleria, ed è sufficientemente rigida da non essere sollecitata dalle azioni aerodinamiche generate dal modello durante i test.

Nella Figura 4.25 il modello nella sua esecuzione finale in camera di prova: si possono già notare le appendici dentate ed i nuovi schermi di estremità adottati.

4.2.3 Gli strumenti di misura

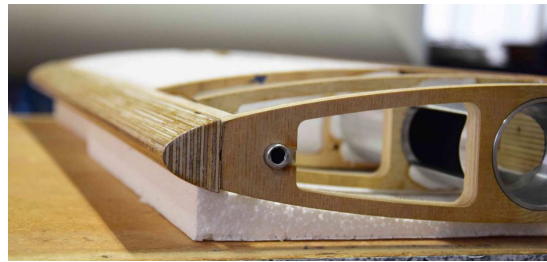
Per la misura delle azioni aerodinamiche e della distribuzione di pressione dei provini con appendici, sono stati impiegati i sistemi in dotazione al modello originale.

L'ala rettangolare è dotata di una bilancia estensimetrica fissata alla barra di supporto e posizionata alla metà dell'apertura alare, quanto più vicina al centro di massa del modello, come si può notare dalla Figura 4.15b. Questo

4.2. *Set-up sperimentale*



(a) Vista della sezione centrale del modello



(b) Dettaglio della struttura centinata

Figura 4.17: Viste in dettaglio della struttura interna del modello [49]

posizionamento consente di escludere l’azione di momenti flettenti dovuti ad un posizionamento a sbalzo della bilancia stessa, ma non permette di misurare direttamente le azioni aerodinamiche, che invece si esercitano nel “centro di pressione”. Di questo se ne terrà conto nella presentazione dei risultati correggendo le azioni aerodinamiche misurate di un opportuno momento di trasporto.

La bilancia estensimetrica in dotazione è stata realizzata su specifica dalla ditta Deltatech di Sogliano al Rubicone (FC). È dotata di tre estensimetri per la misura delle forze nelle direzioni x e y e del momento attorno l’asse z . L’uscita elettrica in tensione dello strumento ha valori $0.05\text{ V} - 10.2\text{ V}$ con un errore di linearità inferiore a 0.1% . Il fondo-scala di misura degli estensimetri è di $\pm 100\text{ N}$ per l’asse x , $\pm 20\text{ N}$ per l’asse y e $\pm 1\text{ N m}$ per l’asse z , con risoluzione rispettivamente di $0.61 \times 10^{-3}\text{ N}$, $3.05 \times 10^{-3}\text{ N}$ e $0.305 \times 10^{-3}\text{ N m}$.

Per la valutazione della distribuzione di pressione superficiale, le prese di pressione di cui il modello è già provvisto sono acquisite in maniera simultanea tra estradosso ed intradosso per mezzo di una coppia di sensori di pressione differenziale. I sensori impiegati sono realizzati dalla ditta GEMS Sensors, modello 5266 (vedi Figura 4.19b) e permettono di misurare la differenza di pressione tra i due ingressi in un range di $\pm 250\text{ Pa}$ con un’incertezza di $\pm 2.5\text{ Pa}$. Per accorciare i tempi delle prove, il passaggio da una coppia di prese di pressione alla successiva viene effettuato con uno apparato interposto tra le derivazioni delle prese ed i sensori. Si tratta di un attuatore a comando pneumatico

Capitolo 4. Test Fluidodinamici



Figura 4.18: Bilancia estensimetrica, sulla destra e manicotto di collegamento con la barra di sostegno, sulla sinistra

denominato “stepvalve” di Figura 4.19a, sviluppato internamente, che mette in comunicazione una coppia di uscite parallele, ognuna con una serie di 32 ingressi. Il passaggio da un ingresso all’altro avviene in maniera sequenziale in tempi ridotti al minimo.

4.2.4 Valutazione dell’incertezza di misura

Nel riportare il risultato della misurazione di una grandezza fisica è obbligatorio fornire una qualche indicazione quantitativa della qualità del risultato, cosicché gli utenti ne possano accertare l’attendibilità. Senza tale indicazione i risultati delle misurazioni non possono essere confrontati né tra di loro, né con valori di riferimento assegnati da specifiche o norme.

In generale, il risultato di una misurazione è solamente un’approssimazione o stima del valore del misurando, ed è pertanto completo se accompagnato da una dichiarazione dell’incertezza di quella stima. Si definisce “incertezza” il parametro associato al risultato di una misurazione, che caratterizza la dispersione dei valori ragionevolmente attribuibili al misurando.

Concorrono al parametro di incertezza, tutti gli elementi della catena di misura, mediante gli errori che ogni componente possiede per sua natura. Di questi e di altre componenti se ne tiene debitamente conto nella procedura di calcolo dettata dalla norma UNI CEI ENV 13005, di cui si riportano alcuni passaggi significativi ai fini dell’applicazione al caso in studio.

Procedura di calcolo

Secondo la norma, l’incertezza totale si valuta individuando due categorie:

$$U = U_A + U_B \tag{4.14}$$



(a) L'attuatore pneumatico “stepvalve”



(b) Il sensore di pressione differenziale GEMS Sensors mod. 5266

Figura 4.19: Gli strumenti di misura della pressione impiegati

Incertezza di categoria A U_A , determinabile tramite metodi statistici, e quindi applicabili ad errori che vengono definiti “casuali”. Le singole osservazioni q_k differiscono a causa di variazioni casuali delle grandezze d’influenza, o effetti aleatori. La varianza sperimentale delle osservazioni, che stima la varianza σ^2 della distribuzione di probabilità di q , è data da:

$$s^2(q_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2 \quad (4.15)$$

Lo “scarto tipo sperimentale della media”, ossia l’indice che ci fornisce la dispersione di diverse stime empiriche della media rispetto al valore atteso è dato dunque da:

$$s(\bar{q}) = s(q_k) \sqrt{n} \quad (4.16)$$

Incertezza di categoria B U_B , non dipende da eventi casuali e viene valutata per mezzo di un giudizio scientifico basato su tutte le informazioni disponibili sulla possibile variabilità della misura:

- dati di misurazioni precedenti;
- esperienza o conoscenza generale del comportamento e delle proprietà dei materiali e strumenti di interesse;

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

- specifiche tecniche del costruttore;
- dati forniti in certificati di taratura o altri;
- incertezze assegnate a valori di riferimento presi da manuali.

Essendo il sistema di misura composto da diversi strumenti, è necessario calcolare l’incertezza dell’intera catena di misura.

Considerando il problema del calcolo di una quantità y che è funzione nota di n variabili indipendenti:

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.17)$$

Per piccole variazioni delle variabili indipendenti nell’intorno di determinati “punti operativi”, una serie di Taylor può dare buona approssimazione della corrispondente variazione di y :

$$\Delta y \cong \frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial f}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta x_n \quad (4.18)$$

Si può pensare alle derivate parziali come sensibilità di y rispetto alle variazioni delle singole x . Quando la derivata ha un valore numerico grande, y risulta essere molto sensibile a quella particolare x .

Siccome le derivate parziali vengono valutate numericamente in corrispondenza del punto operativo, esse sono costanti dell’equazione precedente. In tal modo tale equazione definisce y come funzione lineare delle x , sebbene la funzione originale f possa essere non lineare. Se ora Δx viene considerata l’incertezza di ogni valori misurato x , allora la corrispondente incertezza U di y (della catena di misura) è data dalla:

$$U \cong \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \Delta u_{x1}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \Delta u_{x2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \Delta u_{xn}\right)^2} \quad (4.19)$$

La relazione precedente poggia sul fatto che la deviazione standard di qualsiasi funzione lineare di variabili indipendenti è data dalla radice quadrata della somma dei quadrati delle singole deviazioni standard. Questo è un risultato approssimato perché y non è in realtà funzione lineare di x : è prossima ad una funzione lineare solo per piccole variazioni delle x .

Dato che U viene calcolata partendo da incertezze singole, che sono fornite come intervalli di confidenza del 95 %, allora il valore di U ha lo stesso significato e rappresenta l’intervallo al 95 % di confidenza per la variabile dipendente y .

La catena di misura per le prove fluidodinamiche sulle azioni aerodinamiche globali è composta da strumenti quali la bilancia estensimetrica ed il tubo di

4.2. Set-up sperimentale

Pitot. Le grandezze di interesse sono infatti:

$$C_L = \frac{L}{q_\infty S}; \quad C_D = \frac{D}{q_\infty S}; \quad C_M = \frac{M}{q_\infty cS} \quad (4.20)$$

in cui le variabili che risentono dell'incertezza sono le componenti L , D , M e q_∞ . Di conseguenza si avrà:

$$U_{C_L} \cong \sqrt{\left(\frac{\partial C_L}{\partial L} U_L\right)^2 + \left(\frac{\partial C_L}{\partial q_\infty} U_{q_\infty}\right)^2} \quad (4.21)$$

$$U_{C_D} \cong \sqrt{\left(\frac{\partial C_D}{\partial D} U_D\right)^2 + \left(\frac{\partial C_D}{\partial q_\infty} U_{q_\infty}\right)^2} \quad (4.22)$$

$$U_{C_M} \cong \sqrt{\left(\frac{\partial C_M}{\partial M} U_M\right)^2 + \left(\frac{\partial C_M}{\partial q_\infty} U_{q_\infty}\right)^2} \quad (4.23)$$

dove i valori U_L , U_D , U_M e U_{q_∞} sono stati calcolati come $U = U_A + U_B$.

Per le prove di pressione la catena di misura è formata da sensori di pressione differenziale, un barometro ed il tubo di Pitot. La grandezza voluta è infatti:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{q_\infty} = 1 - \frac{V}{V_\infty} \quad (4.24)$$

in cui le variabili suscettibili di incertezza sono le pressioni p e p_∞ e la velocità V . Per cui si avrà:

$$U_{C_p} \cong \sqrt{\left(\frac{\partial C_p}{\partial p} U_p\right)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial p_\infty} U_{p_\infty}\right)^2 + \left(\frac{\partial C_p}{\partial V} U_V\right)^2} \quad (4.25)$$

Anche in questo caso i valori U_p , U_{p_∞} e U_V sono stati calcolati come $U = U_A + U_B$.

In particolare, la componente U_A di ogni strumento è stata calcolata dai valori di deviazione standard che il programma di acquisizione ha fornito come segnale elettrico ed opportunamente trasformati attraverso le rispettive curve di calibrazione. La componente U_B viene calcolata attraverso i dati di targa forniti dalle case produttrici degli strumenti.

4.3 Appendici aerodinamiche per modello fisso

Lo scopo dei test fluidodinamici è quello di indagare gli effetti che l'applicazione delle appendici aerodinamiche ad un'ala provoca sul comportamento aerodinamico globale e locale della stessa, nell'ipotesi di una futura applicazione come soluzione di retro-fit alle pale di turbine eoliche esistenti.

Pertanto, le appendici sono state concepite come estensioni del modello base, rispondendo alle esigenze di una facile e veloce realizzazione e di favorire le operazioni di montaggio e rimozione direttamente all'interno della camera di prova. In particolare, l'esigenza dell'installazione delle appendici con il modello già posizionato in camera ha lo scopo di ridurre i tempi tra un test e l'altro, ma è soprattutto dettata dalle procedure di allineamento del modello al flusso d'aria: condizione che non può essere ripetuta una volta installate le appendici (se ne vedrà in seguito il motivo) e che quindi impedisce di estrarre il modello dalla sede.

Le appendici scelte per le condizioni di test sono di tipo piatto (*flat TES*), ovvero ottenute mediante sagomatura di una lastra piana. Questa tipologia di TES, seppur non risultino le migliori in quanto a performance acustiche secondo quanto riportato dalla letteratura disponibile, rappresentano una soluzione facilmente implementabile sugli aerogeneratori esistenti e per questo già impiegate in diversi casi reali dai maggiori produttori nel settore.

Le *flat TES* vengono definite mediante i parametri geometrici della dentatura, secondo la schematizzazione di Figura 4.20:

- $2h$, l'ampiezza della dentatura, ovvero la sua lunghezza nel senso del flusso;
- λ , la larghezza della dentatura nella direzione del bordo d'uscita dell'ala.

Il dimensionamento delle dentature è stato fatto in accordo con la letteratura. In particolare, i risultati presenti in letteratura hanno mostrato che le TES sono efficaci qualora siano realizzate secondo le condizioni per cui:

1. l'estensione $2h$ dei denti sia pari o superiore allo spessore dello strato limite δ al bordo d'uscita del profilo originario, e
2. l'angolo formato dal bordo del dente con la direzione principale del flusso, α_S , sia inferiore a 45° .

Queste indicazioni fanno riferimento ad esperimenti su conci di ala posti in galleria del vento, ad angolo di attacco nullo, condizione ben lontana da quelle incontrate nelle applicazioni reali: basti pensare che al variare dell'angolo di attacco, lo strato limite cambia in spessore. Va da sé la volontà di svincolare la progettazione delle appendici dalle condizioni del flusso incidente, per cui i casi

4.3. Appendici aerodinamiche per modello fisso

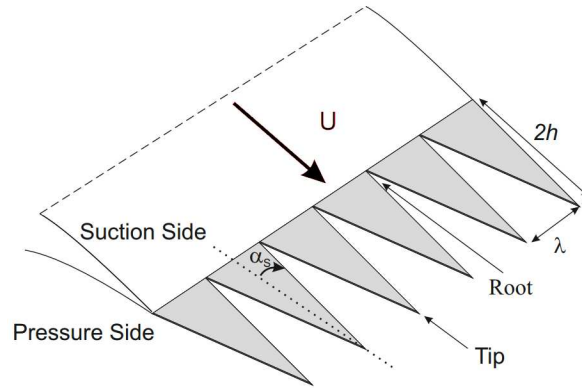


Figura 4.20: Parametri di definizione della geometria delle dentature

applicativi accennati riportano tutti un dimensionamento legato alla geometria dell’ala (o della pala, trattandosi di turbine eoliche).

In particolare è pratica comune imporre una lunghezza delle dentature in rapporto fisso con la corda: $2h = 0.2c$. Anche le appendici oggetto di questo studio rispettano tale condizione sulla ampiezza. Ciò ci permette di verificare la prima delle condizioni realizzative sopra esposte per un ampio range di angoli d’attacco testati. Per la larghezza λ invece, il vincolo dato dal massimo angolo α_S ha portato alla scelta di due diversi valori, $\lambda = 2h$ e $\lambda = h$: da qui le due differenti dentature prese in esame. Si veda la Tabella 4.1 per le dimensioni effettive delle varie appendici.

Data la duplice natura delle prove sperimentali, è stato necessario realizzare due set di appendici dentate: uno per le prove di bilancia, l’altro per le prove di pressione. Ogni set è composto da tre modelli di appendici, riportate in Figura 4.21 e 4.24:

- F** appendice con profilo diritto, ovvero non dentata;
- L** appendice con profilo a dente di sega a passo fine (dentatura stretta);
- 2L** appendice con profilo a dente di sega a passo grosso (dentatura larga).

Tabella 4.1: Caratteristiche geometriche delle appendici testate

Appendice	$2h$ (mm)	λ (mm)	t (mm)
F	45	–	4
L	90	45	4
2L	90	90	4

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

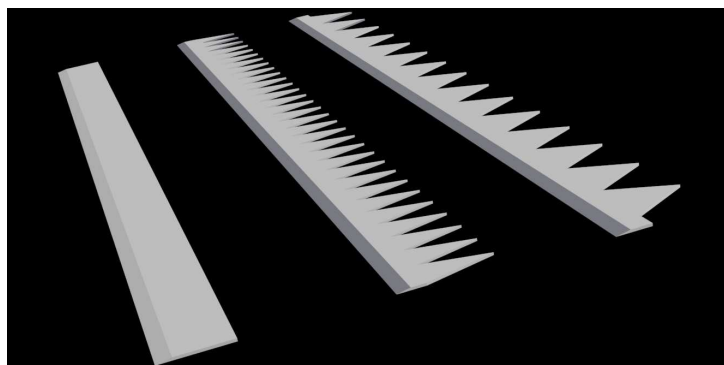


Figura 4.21: Un set di appendici aerodinamiche realizzate per il modello alare

Le appendici sono realizzate per laminazione di una lastra in polistirene estruso con due strati di fibra di vetro: ciò conferisce la giusta rigidezza strutturale mantenendo un peso molto contenuto. Dalle lastre sono state ricavate per intaglio le dentature triangolari nelle due varianti geometriche mostrate. Il bordo frontale è stato quindi smussato per evitare che lo spessore aggiunto dalle appendici crei un ostacolo al flusso incidente, causando zone di ristagno. Infine, i fianchi dei denti sono stati resinati per rinforzare la struttura ed evitare la delaminazione degli strati sotto l’azione del flusso d’aria e delle vibrazioni.

Il set destinato alle prove di pressione è stato dotato di prese di pressione analoghe a quelle del modello originale. I fori sono stati realizzati in linea con quelli del modello originale per confrontare le distribuzioni di C_p sulla stessa sezione di misura. Come si vede in Figura 4.22, sono stati ricavati cinque punti di misura su ogni appendice, ma nel caso dei modelli dentati, l’ultimo punto è posizionato nella gola tra un dente e l’altro: i valori di pressione registrati nella sezione relativa alla punta del dente potranno essere confrontati con quelli della sezione di gola. In Tabella 4.2 sono riassunte le posizioni relative dei punti di misura per i vari modelli.

Anche in questo caso sono stati impiegati i tubicini siliconici per il collegamento dei punti di misura con lo step-valve. Le derivazioni sono state alloggiare in canali ricavati nello strato di polistirene e percorrono la lunghezza dell’appendice fino ad uscire lateralmente al modello in legno. Questo ha evitato il fastidio di avere le derivazioni in silicone fissate esternamente al modello, creando possibili disturbi al flusso e soprattutto di scongiurare il pericolo di venire divelte alle alte velocità del vento.

È importante notare che l’applicazione delle appendici dentate, provoca una modifica sostanziale del profilo aerodinamico ed ovviamente dell’intero modello. Difatti, se il modello base ha un profilo alare simmetrico, l’aggiunta delle

4.3. Appendici aerodinamiche per modello fisso

Tabella 4.2: Posizione relativa x/c delle prese di pressione sulle appendici

Appendice	1	2	3	4	5
F	1.0	1.03	1.05	1.08	1.1
L	1.0	1.06	1.13	1.2	1.0 ^a
2L	1.0	1.06	1.13	1.2	1.0 ^a

^aPosizionate nella gola della dentatura.

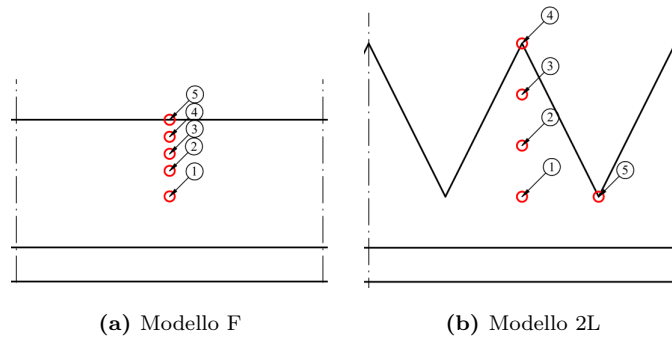


Figura 4.22: Posizione delle prese di pressione sulle appendici: sono identiche per i modelli L e 2L

appendici comporta due effetti notevoli:

- un aumento della corda, e di conseguenza della superficie dell'intero modello;
- una modifica alla linea di camber, introducendo una freccia non nulla.

Si ottiene un nuovo profilo aerodinamico a tutti gli effetti, ora non più simmetrico, le cui prestazioni aerodinamiche non possono essere confrontate direttamente con quello del modello alare di base: basti pensare al fatto che i coefficienti aerodinamici sono riferiti alla superficie S del modello. Pertanto, se si vuole studiare il contributo fluidodinamico apportato dalle dentature in maniera isolata dagli altri effetti, è opportuno utilizzare un modello alare equivalente.

L'appendice “F” è stata realizzata a tal proposito, e presenta un profilo dritto con estensione tale per cui si abbia la stessa superficie in pianta del modello con appendici dentate.

Nei risultati che seguiranno, quelli relativi al modello con appendici dentate L e 2L potranno essere confrontate solo con quelli relativi al modello con appendice F.

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

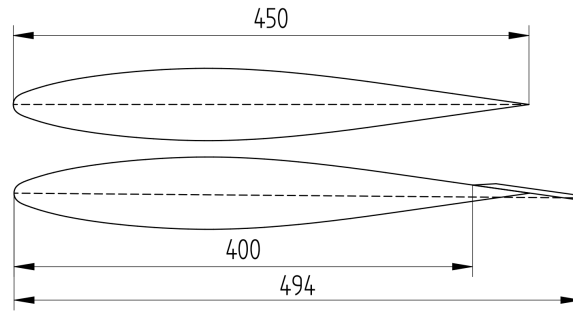


Figura 4.23: Confronto tra profilo alare originale e profilo con appendice F (dimensioni in mm)

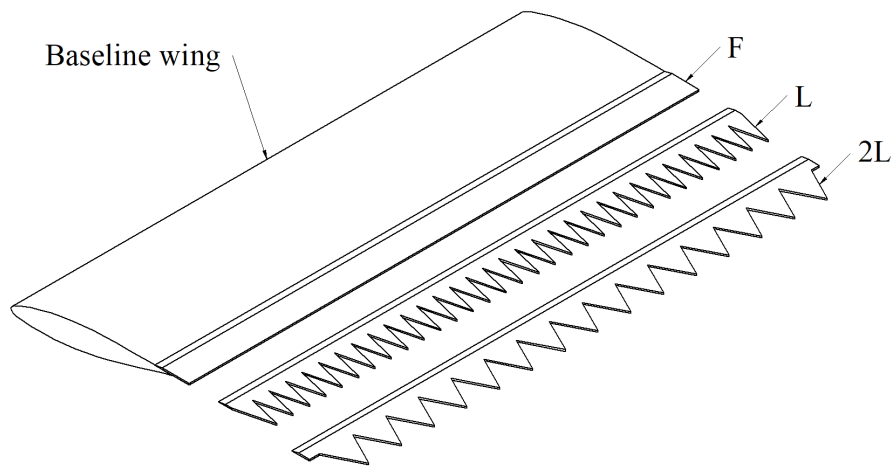


Figura 4.24: Applicazione delle appendici al modello base

4.3. Appendici aerodinamiche per modello fisso



Figura 4.25: Il modello completo di appendici nell'esecuzione finale

4.4 Risultati

In questa sezione verranno analizzati i risultati dei test fluidodinamici. Le condizioni di prova sono riepilogate in Tabella 4.3 per entrambe le fasi di test. I risultati delle misure di bilancia saranno presentati sotto forma di grafici dei coefficienti aerodinamici in funzione dell’angolo di attacco, mentre i risultati delle misure di pressione saranno rappresentati dai grafici della distribuzione del coefficiente di pressione lungo la corda del profilo. Nelle figure che seguono, i dati misurati sono raffigurati dai punti sperimentali, mentre le linee che li collegano sono state inserite solamente per facilitare la lettura dell’andamento e non hanno alcun valore scientifico.

È importante sottolineare che il modello alare impiegato come base scientifica per l’applicazione dei TES è stato oggetto di studio nel lavoro di Binci [49] dove le simulazioni numeriche e i risultati sperimentali ottenuti presso la stessa galleria del vento hanno mostrato una ottima congruenza. Pertanto, è possibile ritenere che il modello sperimentale sia affidabile.

Si ritiene opportuno sottolineare che le discussioni che seguono sono basate su valutazioni sperimentali di un fenomeno fluidodinamico molto complesso la cui rappresentazione potrebbe essere parzialmente nascosta dalla risoluzione spaziale dei punti di misura. Inoltre, le inevitabili imperfezioni costruttive del modello e delle appendici dentate potrebbero aver condizionato la qualità degli esperimenti.

Per alleggerire la trattazione, nel seguito verranno analizzati soltanto i dati più significativi alla comprensione dei risultati.

Tabella 4.3: Condizioni di prova per i test fluidodinamici

Test	V_∞ (m/s)	Re_c^a	α (°)
Misure di bilancia	5.84	175 000	-12 - +12
	10.98	350 000	-10 - +10
Misure di pressione	5.84	175 000	-8 - +8

^aCalcolato sulla corda del modello base.

4.4.1 Misure di bilancia

Di seguito vengono presentati i dati relativi ai test condotti con velocità di flusso $V_\infty = 5.84$ m/s, ma le considerazioni sono state confermate anche nel caso di $V_\infty = 10.98$ m/s.

Confronto tra modello “F” e modello di base “N”

La valutazione corretta delle prestazioni dei modelli con appendici dentate, L e 2L, può essere fatta solamente in rapporto con il modello F. Pertanto quest’ultimo è stato caratterizzato per primo, confrontandolo con il modello base (d’ora in avanti “modello N”). I risultati sono raffigurati in Figura 4.26 e 4.27.

Come già detto nella Sezione 4.3, il modello F presenta un profilo apparente non simmetrico, dato dall’appendice con profilo dritto, con una certa freccia di camber situata in una posizione vicina al bordo d’uscita. Come era lecito aspettarsi, le curve mostrano un comportamento non più simmetrico rispetto l’angolo di attacco nullo.

Particolarmente interessante è il grafico $C_M-\alpha$ di Figura 4.27a, dove si ha la tipica situazione di profili con camber molto arretrata come in questo caso. La zona di sovrappressione all’intradosso dell’appendice del modello F, provoca un andamento monotono decrescente del coefficiente di momento, con valori negativi per tutti gli angoli α compresi tra -5° e $+5^\circ$. La nuova curvatura del profilo e la maggiore superficie data dall’appendice comportano un incremento sia di portanza che di resistenza.

L’effetto sulla portanza si vede dal grafico $C_L-\alpha$ di Figura 4.26a che mostra per il modello F una curva traslata verso l’alto, rispetto quella del modello N, con una pendenza del tratto lineare leggermente superiore. Entrambe le curve di portanza evidenziano il tipico cambio di pendenza dovuto ad una impellente separazione della scia attorno ad $\alpha = +8^\circ$. L’effetto sulla resistenza è più marcato per angoli d’attacco positivi, come si vede dal grafico di Figura 4.26b dove si notano valori decisamente superiori del C_D , che si registrano fino ad $\alpha = -2^\circ$. Infine, analizzando il grafico dell’efficienza aerodinamica di Figura 4.27b non si evidenziano grosse differenze tra i due casi messi a confronto.

Confronto tra modelli dentati

A questo punto, è lecito mettere a confronto le prestazioni dei modelli con appendici L e 2L con quelle del modello F. I risultati sono raffigurati in Figura 4.28 e 4.29. Partendo dalla valutazione della curva di portanza di Figura 4.28a, si vede in generale che gli andamenti sono simili nei tre casi esposti. Per i modelli dentati, tuttavia, i valori di C_L risultano decisamente inferiori, nonostante entrambi abbiano lo stesso angolo di inclinazione delle appendici e la stessa superficie del modello F. Dal confronto tra le due geometrie dentate, quella a profilo più stretto (modello L) mostra una minore capacità portante per quasi tutti gli angoli d’attacco testati: il suo comportamento si avvicina quasi a quello di un profilo simmetrico.

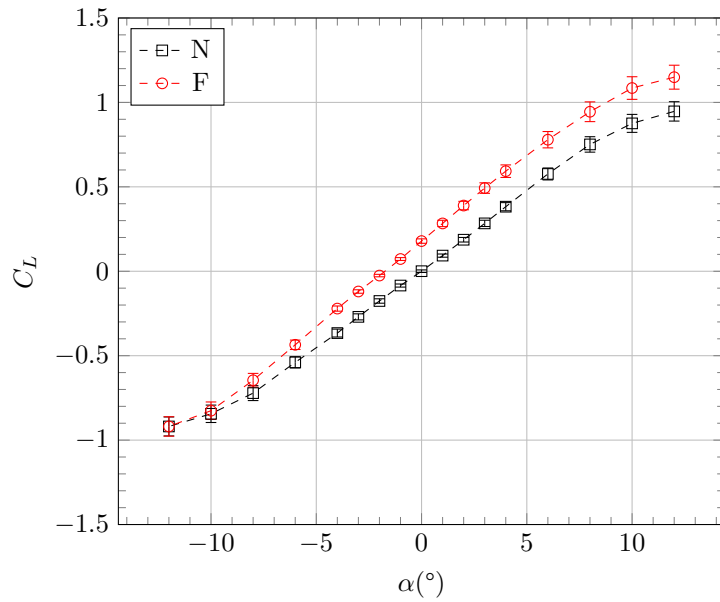
Capitolo 4. Test Fluidodinamici

Per entrambi i modelli dentati, il tratto di curva lineare risulta più esteso in termini di α . Agli angoli maggiori le curve dei modelli L e 2L si avvicinano a quella del modello F: lo stesso dicasi per gli angoli d’attacco negativi. Si fa notare inoltre, che il cambio di pendenza della curva, in entrambi i casi L e 2L, avviene per $\alpha > +10^\circ$. Questo comportamento è in relazione con una separazione in qualche modo limitata della scia dovuta alla presenza delle appendici dentate.

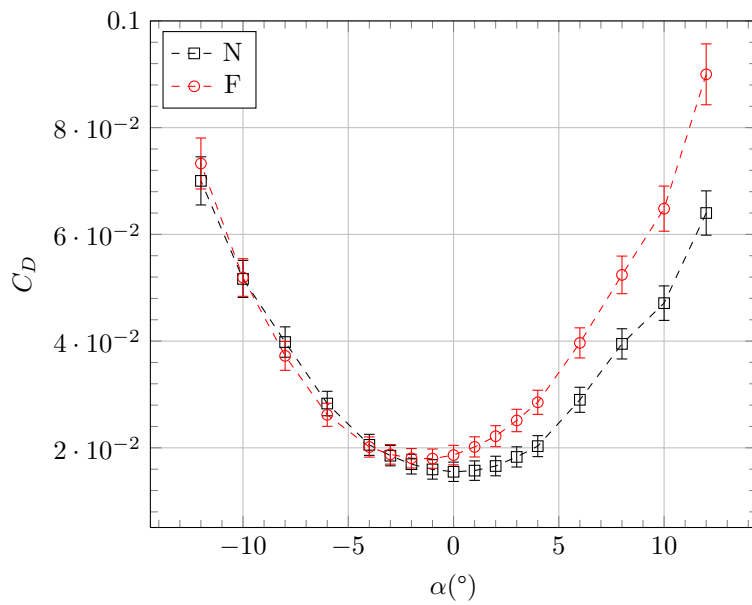
Analizzando l’andamento della resistenza, dalla curva del C_D di Figura 4.28b entrambi i modelli L e 2L mostrano lo stesso comportamento, con valori molto simili tra loro. Anche in questo caso il modello L risulta generare meno resistenza rispetto al modello 2L. Vale la pena notare, inoltre, che entrambi rivelano una minore resistenza per tutti gli angoli d’attacco positivi rispetto al modello F, sebbene abbiano la stessa superficie alare. Si può quindi dedurre che ciò sia legato alla minore capacità portante discussa poco sopra.

Le curve del momento aerodinamico di Figura 4.29a mostrano anche nel caso dei modelli dentati L e 2L la tendenza di profili con camber arretrata. L’andamento è pressoché costante per α tra -5° e $+5^\circ$ con valori sempre negativi, ma inferiori (in valore assoluto) a quelli del modello F, sintomo che la zona di sovrappressione al di sotto delle appendici dentate è meno importante. Il modello L, rispetto al 2L, si conferma con minore prestazione anche in questo caso.

Infine, dalle curve C_L-C_D di Figura 4.29b si conferma che i modelli con appendici dentate sono meno efficienti rispetto al modello F, pure ad alti angoli d’attacco, nonostante traggano beneficio da una minore separazione della scia in coda.



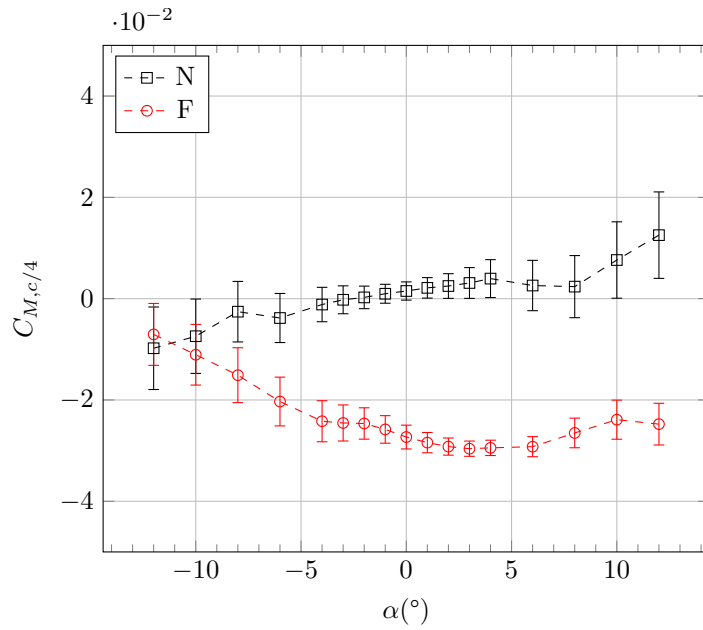
(a) Coefficiente di portanza



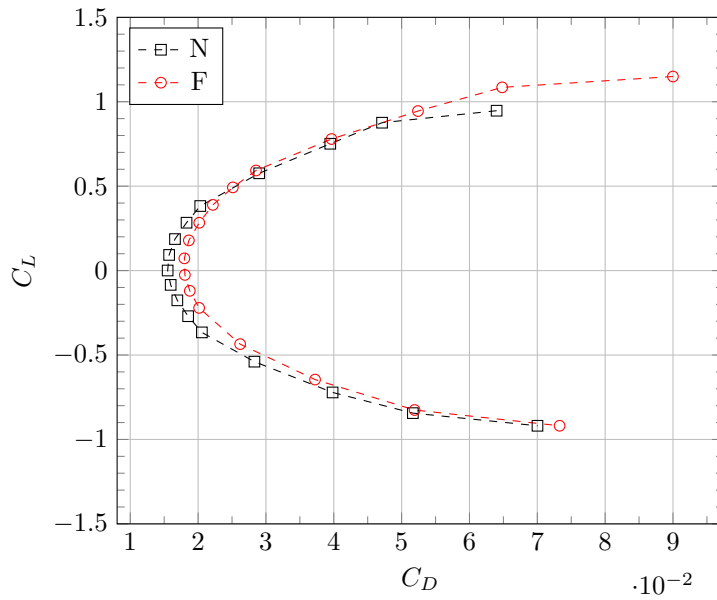
(b) Coefficiente di resistenza

Figura 4.26: Confronto tra modelli F e N, $V_\infty = 5.84 \text{ m/s}$ (1)

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

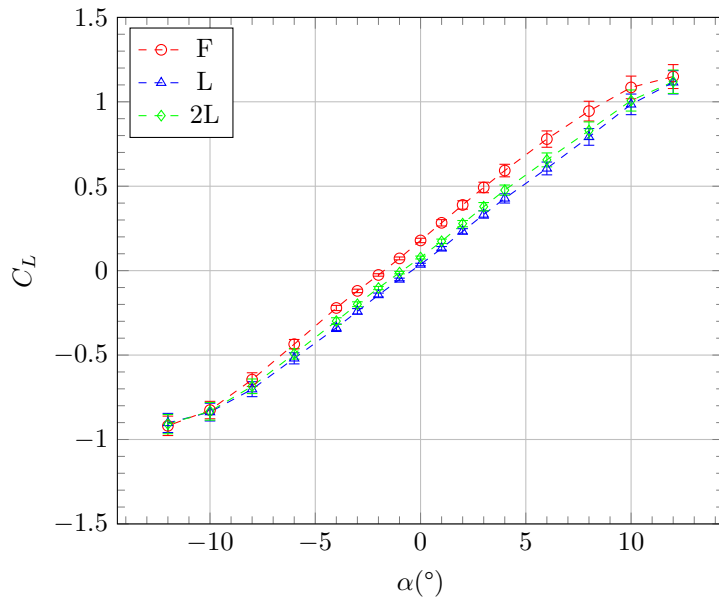


(a) Coefficiente di momento aerodinamico al quarto di corda

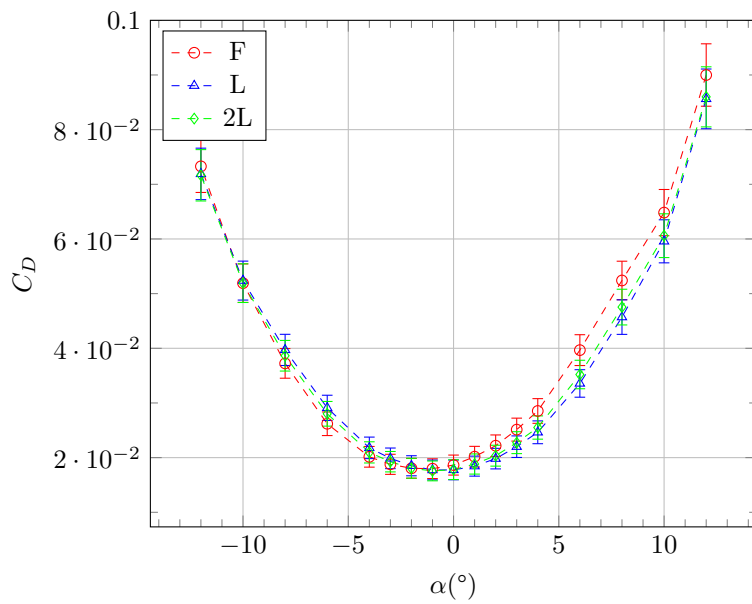


(b) Polare di Eiffel

Figura 4.27: Confronto tra modelli F e N, $V_\infty = 5.84 \text{ m/s}$ (2)



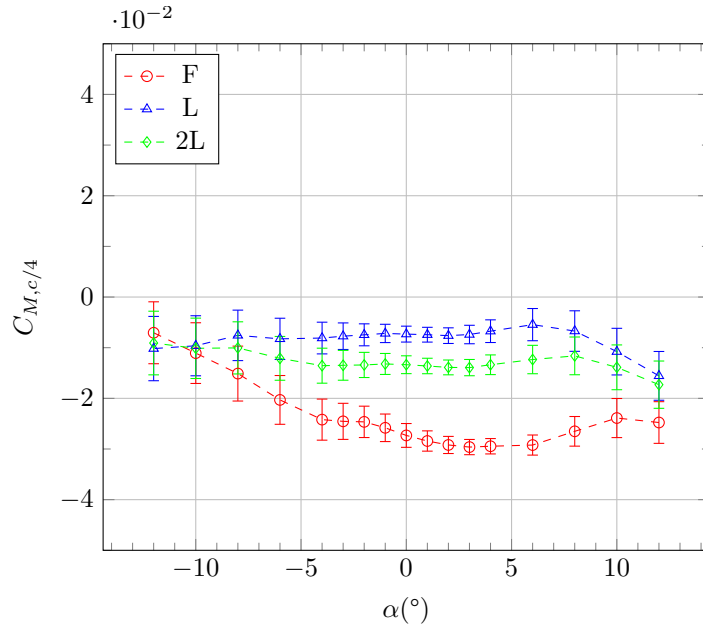
(a) Coefficiente di portanza



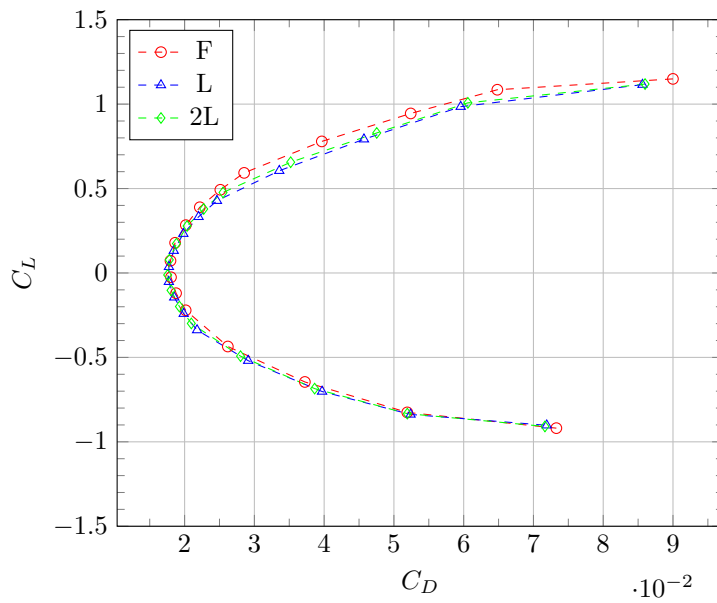
(b) Coefficiente di resistenza

Figura 4.28: Coefficienti aerodinamici per modelli con appendici, $V_\infty = 5.84 \text{ m/s}$ (1)

Capitolo 4. Test Fluidodinamici



(a) Coefficiente di momento aerodinamico al quarto di corda



(b) Polare di Eiffel

Figura 4.29: Coefficienti aerodinamici per modelli con appendici, $V_\infty = 5.84 \text{ m/s}$ (2)

4.4.2 Misure di pressione

Per i test locali di pressione, le appendici sono state installate sul modello di base facendo in modo che i punti di misura sulla superficie risultassero in linea con quelli sulle dentature, così come mostrato in Figura 4.30.

È doveroso sottolineare che i dati mostrati sono da considerarsi significativi solo per la sezione di misura. Inoltre, nel caso del modello F i risultati possono essere rappresentativi della situazione fluidodinamica dell'intero modello, in quanto il campo di moto si può ritenere bidimensionale con buona approssimazione. Lo stesso non può dirsi per i casi L e 2L dal momento che le dentature inducono un campo di moto fortemente complesso, con componenti di flusso in direzione parallela all'asse del modello stesso.

Si deve precisare poi, che per motivi costruttivi è stato possibile ricavare i punti di misura della pressione solo sulla superficie esterna delle appendici, quella relativa all'estradosso del modello alare. Pertanto non è possibile conoscere l'andamento della pressione sulla parte inferiore delle appendici: il set di dati risulterà limitato ai punti sull'intradosso.

Infine, anche in questo caso verrà discusso un set ristretto di dati, relativi in particolare alle prove per angoli d'attacco α pari a 0° , $+4^\circ$ e $+8^\circ$. Nei grafici che seguono i dati sperimentali vengono mostrati privi delle relative bande di errore per non appesantire la rappresentazione. I dati sperimentali sono affiancati dai risultati delle simulazioni numeriche di D'Alessandro [50] per confermare la validità del set-up di misura.

Confronto tra modello “F” e modello di base “N”

Allo stesso modo delle prove di bilancia, si analizzano inizialmente i risultati del modello F. Il primo evidente contributo alla distribuzione di pressione superficiale dato dall'applicazione dell'appendice si ha già per $\alpha = 0^\circ$, grazie all'effetto di modifica del profilo originale già discusso nella Sezione 4.3. Infatti

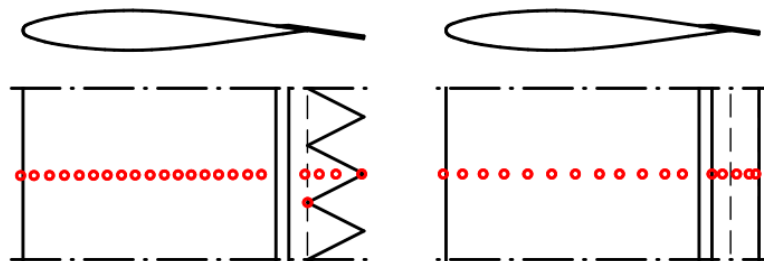


Figura 4.30: Allineamento punti di misura della pressione tra modello ed appendici, per modello 2L (sinistra) e modello F (destra)

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

il modello F esibisce livelli di C_p differenti tra estradosso ed intradosso, identificati rispettivamente con *low* e *up* nel grafico di Figura 4.31, che giustificano la generazione di portanza anche ad angolo d’attacco nullo. Al contrario, il modello di base N presenta valori di C_p identici tra le due facce, confermando il valore di portanza nulla per $\alpha = 0^\circ$ già misurato dalla bilancia.

Per entrambi i modelli F e N mostrati in Figura 4.31a è evidente il fenomeno della bolla di separazione laminare che si estende per posizioni x/c tra 0.6 e 0.8. Il modello F mostra una bolla laminare più estesa, seguita da un recupero di pressione più brusco, probabilmente dovuto all’interazione tra il flusso turbolento ed il bordo smussato dell’appendice fissata sull’estradosso.

Il flusso è quindi forzato ad oltrepassare il gradino dell’appendice risultando in una nuova accelerazione che porta a valori di pressione inferiori mostrati dal punto di misura n. 1. Seguendo l’estensione dell’appendice, i punti n. 2 e 3 evidenziano un andamento analogo al modello N, ma con un recupero di pressione accentuato. Verso il bordo dell’appendice, i punti n. 4 e 5 sembrano risentano di una nuova accelerazione del flusso, ma ciò è in completo contrasto con le condizioni di flusso in scia che ci si aspettano da un tale profilo alare, pertanto questi ultimi due non si ritengono affidabili.

Ad ulteriore prova della validità delle misure di bilancia, si analizzano i dati di pressione superficiale nel caso di $\alpha = +4^\circ$ e $+8^\circ$, presentati in Figura 4.32 e 4.33. Durante i test alcuni punti di misura hanno mostrato comportamenti anomali e sono stati omessi dal grafico.

Da un punto di vista generale, il modello F manifesta valori di C_p superiori in valore assoluto rispetto il modello base N, in entrambi i casi testati. In particolare, si registra una maggiore depressione all’estradosso, ed una maggiore sovrappressione all’intradosso, dando conferma della maggiore portanza rispetto al modello N, misurata dalle prove di bilancia.

Nel caso di Figura 4.32, per $\alpha = +4^\circ$ la bolla laminare all’estradosso si è spostata verso il centro della sezione, mentre il picco di aspirazione, in cui si hanno i minori valori di C_p , è ben marcato e confinato alla zona del naso. Dal dettaglio di Figura 4.32b si nota che il picco è più intenso nel caso del modello F: si confrontino i dati F_{up} e N_{up} . Dallo stesso grafico si evince inoltre che la zona di ristagno, caratterizzata da valori di C_p attorno ad 1, è leggermente spostata all’intradosso, poco al di sotto del naso: in questo caso le simulazioni LES sono avvalorate dai risultati sperimentali per entrambi i modelli considerati. Ulteriore conferma arriva dai valori di C_p del punto di misura $x/c = 0$: per entrambi i modelli raffigurati, il naso sperimenta valori positivi, segno della vicinanza con una zona in sovrappressione. Questo risulta coerente con la situazione di angolo d’attacco non nullo.

Spostandosi verso la coda, nel dettaglio di Figura 4.32c si vede un brusco recupero di pressione all’estradosso a seguito della bolla laminare. Mentre,

lungo l'estensione dell'appendice è ancora presente la zona di sovrappressione.

Per il caso ad $\alpha = +8^\circ$ di Figura 4.33, si può notare una bolla laminare enfatizzata e ristretta in vicinanza del bordo d'attacco del modello: anche qui il recupero di pressione è più intenso. La zona di ristagno stavolta non interessa più il bordo d'attacco del modello, ed occupa presumibilmente le posizioni x/c tra 0.01 e 0.03: a riprova del fatto, i punti di misura ad $x/c = 0$ esprimono valori negativi di C_p , ovvero la zona risente già di un'accelerazione del flusso.

Verso la coda, e lungo l'estensione dell'appendice, si ritrova il particolare recupero di pressione visto nel caso di $\alpha = 0^\circ$, registrato dai punti di misura n. 1, 2 e 3 di Figura 4.31b: in questo caso il recupero è più intenso a causa della maggiore depressione presente all'estradosso.

Confronto tra modelli dentati

Analizziamo i dati risultanti dalle prove con i modelli dentati L e 2L in confronto con il modello F partendo dal caso ad $\alpha = 0^\circ$ illustrato in Figura 4.34 e Figura 4.35. Si rammenta ancora una volta che i risultati sono significativi solamente per la sezione di misura considerata, e non rappresentano la situazione globale dell'intero modello. Inoltre, nella visione dei grafici, si ricorda che per convenzione di rappresentazione del C_p , l'asse delle ordinate è invertito. Infine, nei grafici sono stati inseriti i dati delle simulazioni numeriche (LES) di D'Alessandro [50] al solo scopo di facilitarne la lettura.

Nei grafici di Figura 4.34 sono illustrati i valori di C_p separati per estradosso ed intradosso dei modelli. In generale, si può affermare che l'applicazione delle appendici dentate ha effetto sulla distribuzione di pressione della sezione intera. In entrambi i casi L e 2L, il picco di aspirazione all'estradosso (vedi Figura 4.34a), ovvero la zona di minore pressione o minori valori di C_p , sembra essere leggermente arretrato (all'incirca per x/c tra 0.3 e 0.4) e meno esteso rispetto al modello F. Al contrario, all'intradosso tutti i modelli presentano una zona di minimo C_p ugualmente estesa attorno a $x/c = 0.3$.

La bolla laminare presenta dimensioni paragonabili tra tutti i modelli a confronto, su entrambe le facce del modello. Nei casi L e 2L il recupero di pressione indotto all'estradosso risulta anticipato ed intensificato. Lo si deduce dai valori di C_p superiori registrati nelle posizioni $x/c \geq 0.8$ ed ancor meglio dal dettaglio di Figura 4.35b. In questo comportamento è da escludere l'influenza dell'appendice fissata sull'estradosso, in quanto hanno le stesse dimensioni in spessore e lo stesso smusso graduale.

Proseguendo verso la coda, tra le posizioni x/c comprese tra 0.86 e 1.0 è probabile che il flusso risenta di una nuova accelerazione, di cui però non è possibile sapere l'intensità data l'assenza di punti di misura nel tratto di sezione. Ciò che si vede in Figura 4.35b è un valore di pressione inferiore nel primo

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

punto disponibile n.1 rispetto al precedente ad $x/c = 0.86$, ma comunque paragonabile a quello registrato per il modello F.

Dal dettaglio della distribuzione registrata lungo l'estensione delle dentature, i modelli L e 2L esibiscono un ridotto recupero di pressione rispetto quello del modello F. Questo comportamento si ritiene correlato alla presenza di un flusso incrociato nelle gole della dentatura, il quale è ad una pressione media superiore a quella sulla superficie delle appendici. L'effetto è più evidente per il modello L, essendo caratterizzato da una minore distanza tra il centro del dente e le gole adiacenti.

Spostandosi verso la punta delle appendici dentate, i punti n.2, 3 e 4 di Figura 4.35b evidenziano una leggera accelerazione del flusso sull'estradosso, suggerita da un andamento di pressione decrescente, come in risposta ad una apparente curvatura della superficie. Tuttavia, si è certi che durante i test, non vi siano state flessioni delle dentature tali da giustificare il fenomeno. Le motivazioni devono essere ricercate in altri fenomeni fluidodinamici che non sono stati percepiti dalla tipologia di misura.

Prendendo in esame il grafico di Figura 4.35a, è interessante notare un'inversione dei valori di pressione tra intradosso ed estradosso. Per il modello 2L questo è vero nella zona vicina al bordo d'attacco del modello, fino a x/c circa 0.25, mentre per il modello L il fenomeno si osserva per tutta la sezione.

Preso atto di questo comportamento anomalo, comunque relativo al solo caso ad angolo $\alpha = 0^\circ$ come si vedrà dagli altri risultati, e ricordando che i dati sono relativi alla sola sezione di misura, lo stesso test è stato ripetuto prendendo ad esame una sezione di modello adiacente. Per farlo sono state installate le appendici in maniera da far coincidere la linea di misura sul modello di base con la gola delle dentature. I risultati sono riportati nella Figura 4.36.

I dati della sezione di gola per il modello L, illustrati in Figura 4.36a, presentano una distribuzione di pressione molto simile al profilo biconvesso simmetrico originale (si confronti con LES), esibendo un'inversione dei valori di C_p tra intradosso (L_{low}) ed estradosso (L_{up}) verso la coda. Se i valori all'intradosso seguono l'andamento teorico di profilo di base, come se non ci fosse l'appendice applicata, quelli all'estradosso si mostrano inferiori per buona parte della sezione.

I dati della sezione di gola per il modello 2L di Figura 4.36b, evidenziano un comportamento differente rispetto al caso precedente. Si mantiene la caratteristica di inversione di C_p verso la coda, con intensità e valori paragonabili con quelli del modello L. Mentre nella prima parte della sezione indagata si ha maggiore depressione all'estradosso ($2L_{up}$).

Il comportamento dei modelli con appendice è stato valutato anche per angoli d'attacco non nulli al fine di studiare la distribuzione di pressione in condizioni

operative simili a quelle che si trovano sulle pale eoliche. I risultati fanno riferimento alla sezione corrispondente alla punta delle dentature.

In Figura 4.37 sono riportati i dati dei test ad $\alpha = +4^\circ$. Qui la bolla laminare all’estradosso (vedi Figura 4.37a) è ridotta in estensione e leggermente avanzata verso il centro della sezione, mentre all’intradosso è completamente spostata verso la coda. Il picco di aspirazione (dove si registrano i minori valori di C_p) è ben marcato e confinato a ridosso del naso del modello, presumibilmente nelle posizioni x/c tra 0 e 0.02 dell’estradosso.

La distribuzione di pressione dei modelli dentati L e 2L, mostra un minore carico di pressione sulla intera sezione di misura, con valori di C_p ovunque compresi tra quelli registrati per il modello F. Stavolta i modelli dentati non mostrano zone di inversione dei valori di C_p , se non per una limitata porzione della coda, poco prima dell’attacco delle appendici.

Analizzando nel dettaglio la distribuzione di pressione nei pressi della coda e delle appendici in Figura 4.37c, si ritrovano andamenti compatibili con quelli dei test precedenti. Entrambi i modelli L e 2L sono caratterizzati all’estradosso da un graduale riattacco del flusso turbolento dopo la bolla laminare, seguito da un maggiore recupero di pressione rispetto al modello F.

Lungo l’estensione delle appendici la situazione è analoga a quella del caso ad angolo nullo. Il modello F presenta un recupero di pressione più intenso rispetto agli altri due, mentre è ancora evidente l’accelerazione del flusso in direzione delle punte delle appendici dentate L e 2L.

Prendendo in esame la situazione attorno il bordo d’attacco del modello in Figura 4.37b, il punto di misura sul naso, ad $x/c = 0$ registra valori di C_p positivi per tutti i modelli. Questo effetto è chiaramente legato alla posizione della zona di ristagno che in questo caso è situata poco al di sotto del naso, nelle posizioni x/c tra 0 e 0.01 dell’intradosso. Vale la pena notare che i modelli dentati evidenziano per lo stesso punto di misura valori di C_p superiori all’altro modello, e prossimi ad 1, almeno per la sezione di misura in considerazione. Tale effetto può essere dovuto ad una maggiore vicinanza del punto di ristagno al bordo d’entrata, come se l’angolo di flusso effettivamente “visto” dal modello dotato di appendici dentate sia inferiore. Come conseguenza del fatto, il picco di aspirazione risulta meno pronunciato per i modelli L e 2L che per l’altro.

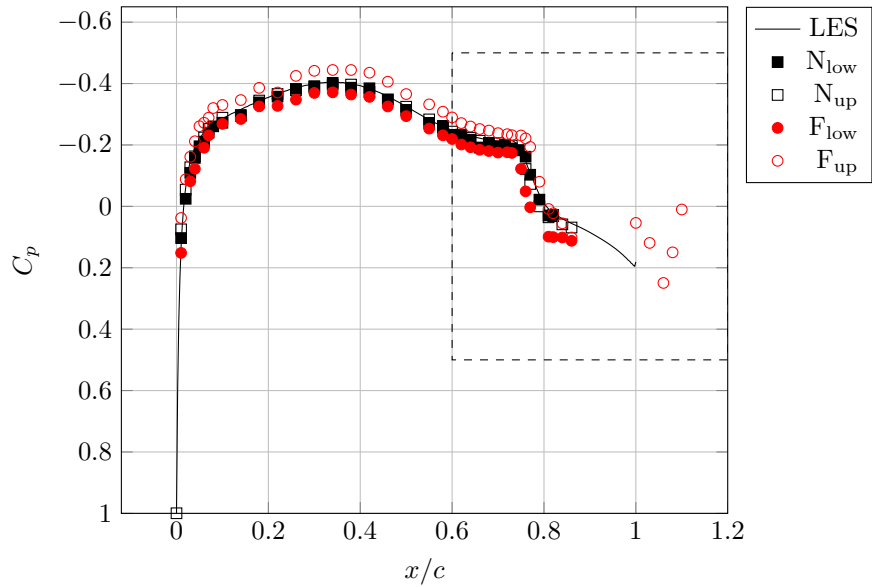
Passando al caso di angolo d’attacco $\alpha = +8^\circ$ di Figura 4.38, si evince che le distribuzioni di pressione per i modelli dentati seguono l’andamento del modello F, essendo molto prossime a quelle del modello di base (si vedano i dati LES) soprattutto all’intradosso.

In particolare, i valori registrati lungo il dorso delle appendici, di cui alla Figura 4.38c, rispecchiano ancora una volta quanto discusso per i casi precedenti. In generale l’accelerazione del flusso verso le punte delle dentature è

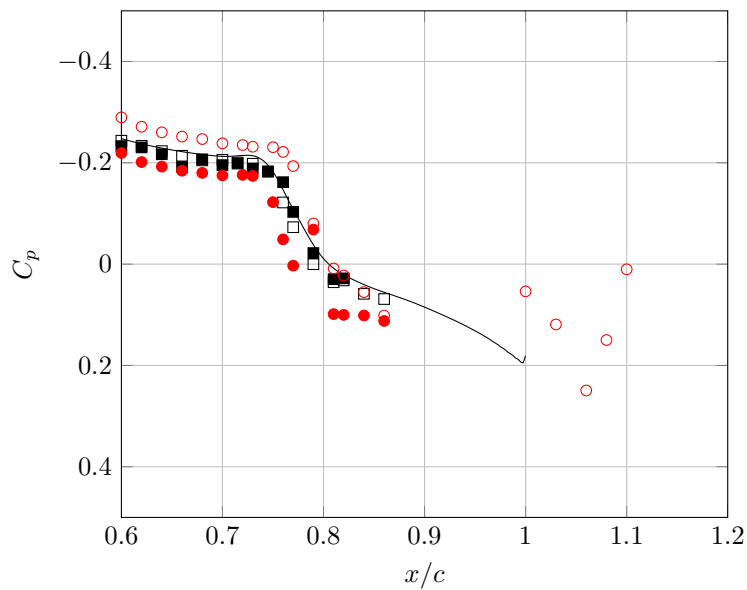
Capitolo 4. Test Fluidodinamici

leggermente più intensa che per gli angoli d’attacco inferiori: i modelli L e 2L mostrano praticamente gli stessi valori.

Nel dettaglio del bordo d’entrata di Figura 4.38b si noti che per i modelli dentati la zona interessata dalla bolla laminare è lievemente prolungata a valle del picco di aspirazione: il riattacco turbolento che ne consegue è addolcito. Nulla si può dire riguardo l’intensità del picco stesso a causa della risoluzione spaziale limitata dei punti di misura. Risulta invece chiara la presenza di una zona di accelerazione del flusso data dalla curvatura del bordo d’attacco. In questo caso, il punto di misura ad $x/c = 0$ assume valori negativi per entrambi i modelli L e 2L, ma in assoluto inferiori al modello F, sintomo che l’accelerazione subita dal flusso è meno intensa.



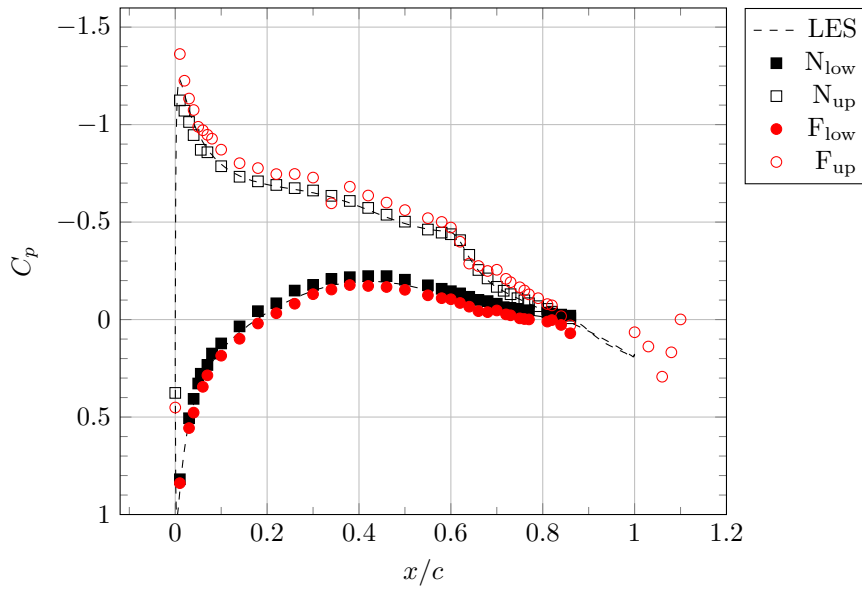
(a) Per l'intera sezione



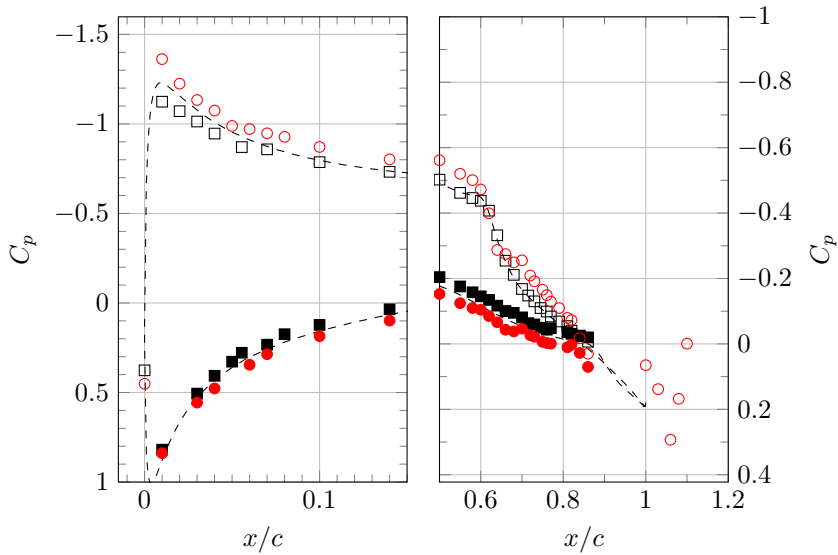
(b) Dettaglio dell'appendice: ingrandimento del riquadro in (a).

Figura 4.31: Coefficiente di pressione C_p per modello F ad $\alpha = 0^\circ$

Capitolo 4. Test Fluidodinamici



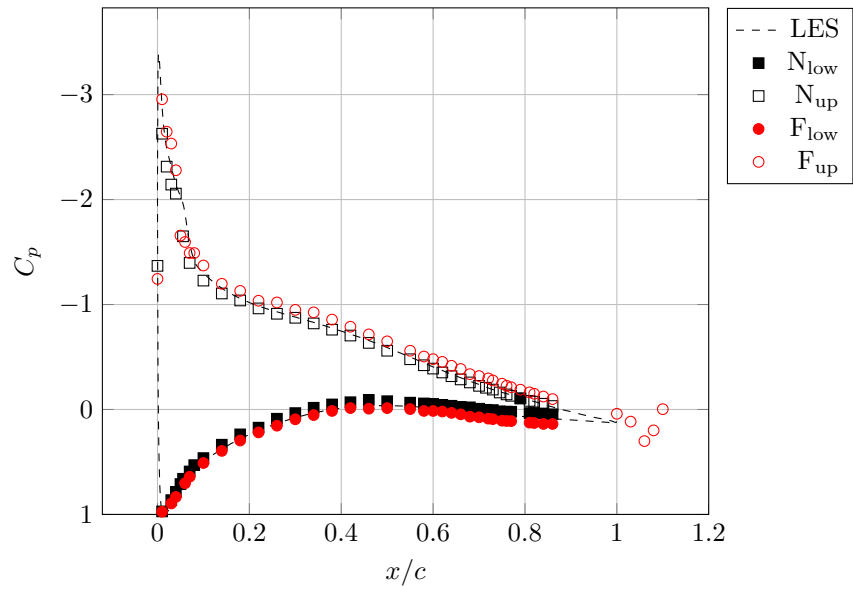
(a) Per l'intera sezione



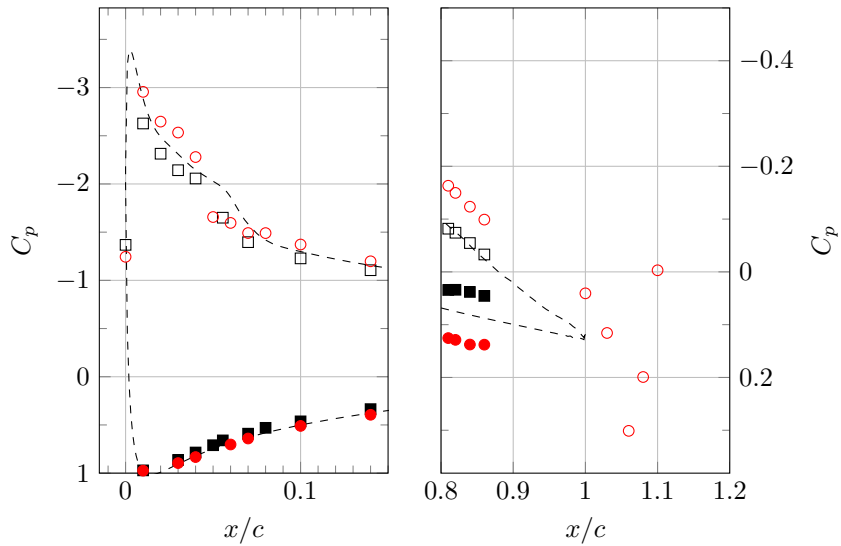
(b) Dettaglio del naso

(c) Dettaglio della coda

Figura 4.32: Coefficiente di pressione C_p per modello F, $\alpha = +4^\circ$



(a) Per l'intera sezione

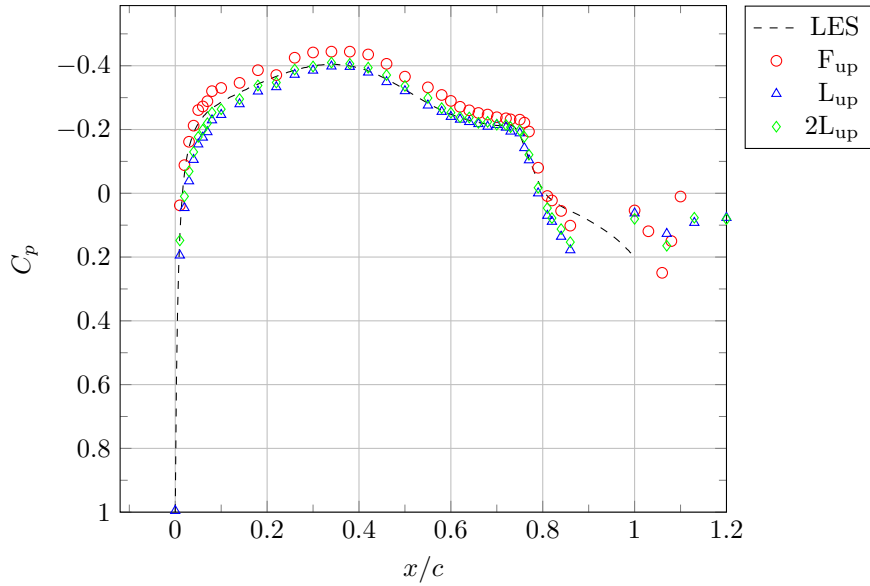


(b) Dettaglio del naso

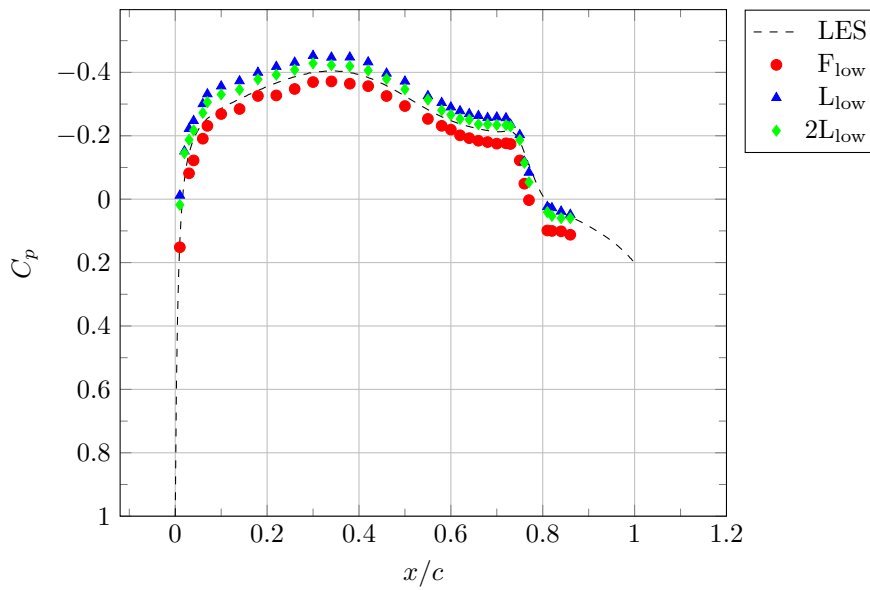
(c) Dettaglio della coda

Figura 4.33: Coefficiente di pressione C_p per modello F, $\alpha = +8^\circ$

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

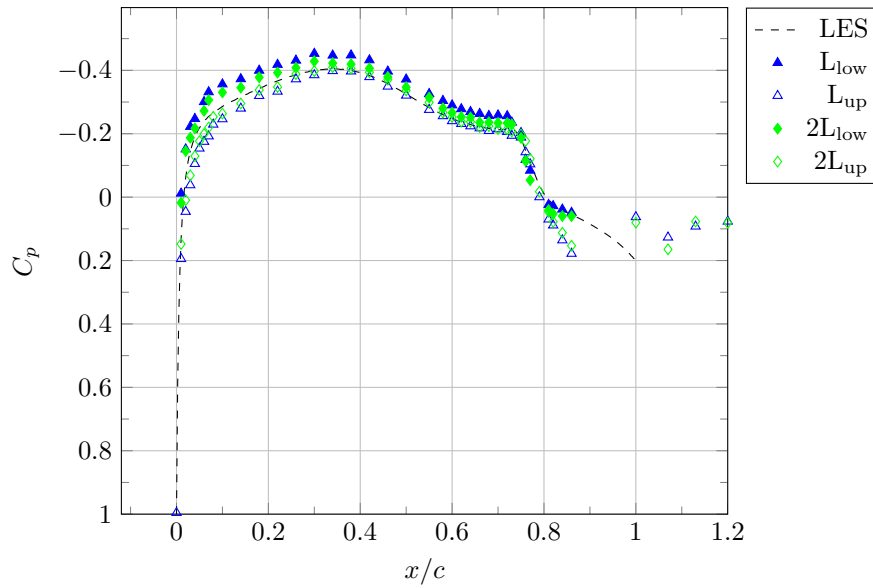


(a) Distribuzione di pressione all'estradosso

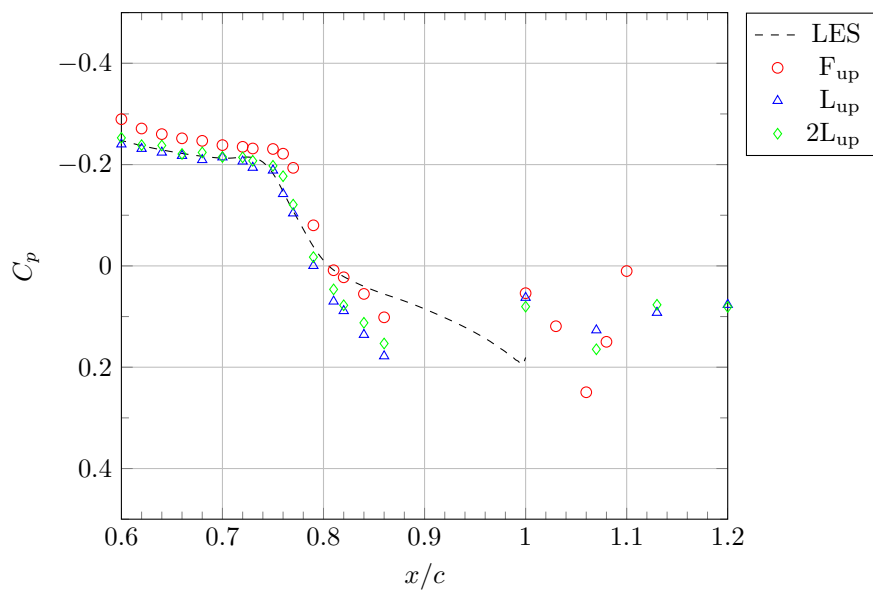


(b) Distribuzione di pressione all'intradosso

Figura 4.34: Grafici del coefficiente di pressione C_p , confronto tra modelli con appendici, $\alpha = 0^\circ$



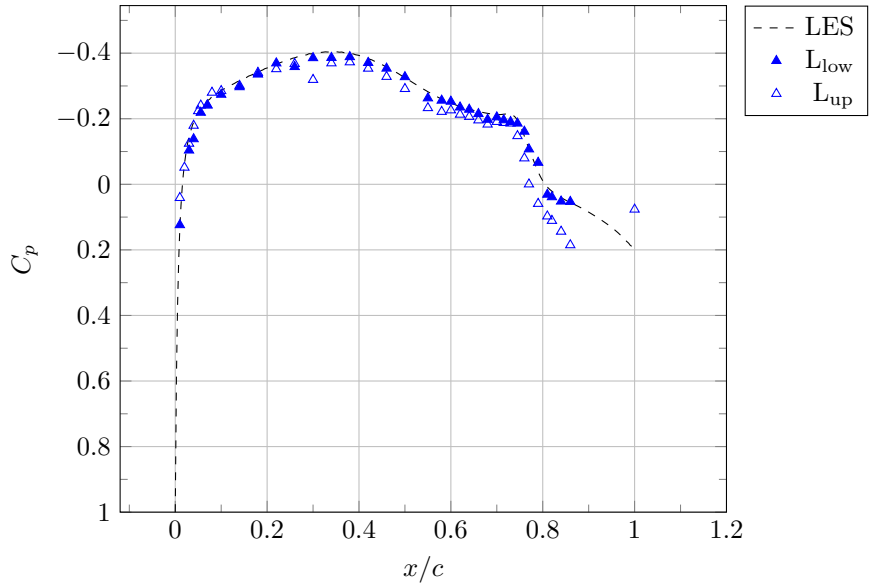
(a) Confronto sull'intera sezione



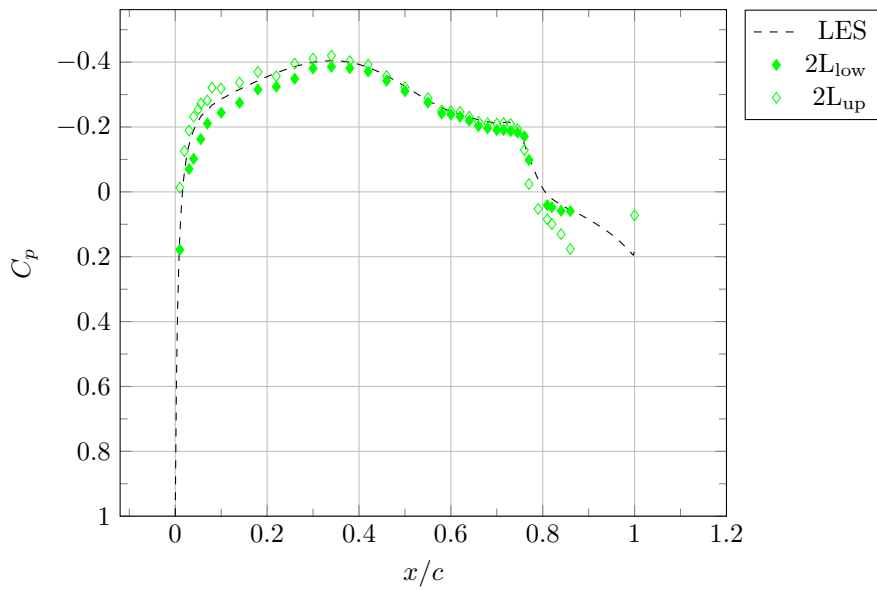
(b) Dettaglio delle dentature, solo per estradosso

Figura 4.35: Grafici del coefficiente di pressione C_p , confronto tra appendici L e 2L e dettaglio delle dentature, $\alpha = 0^\circ$

Capitolo 4. Test Fluidodinamici

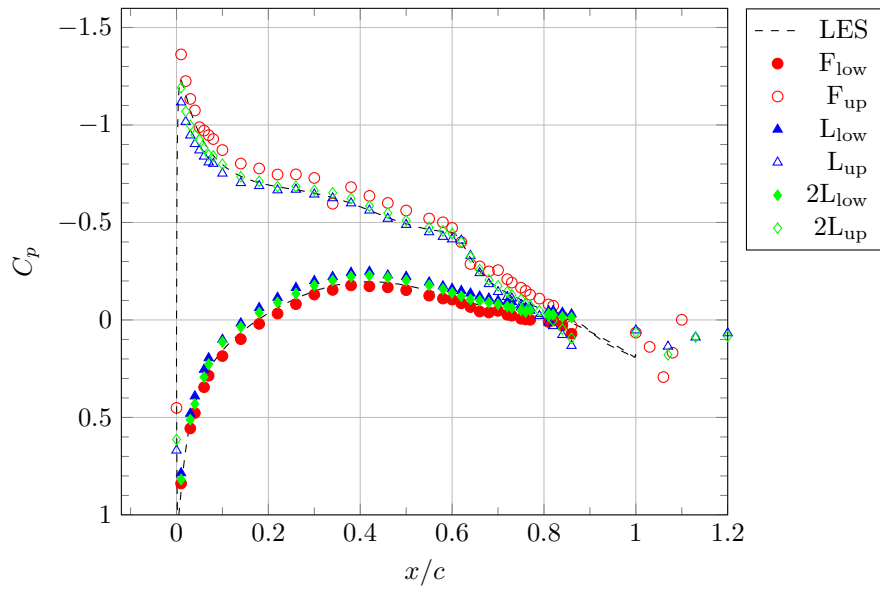


(a) Modello L, estradosso ed intradosso

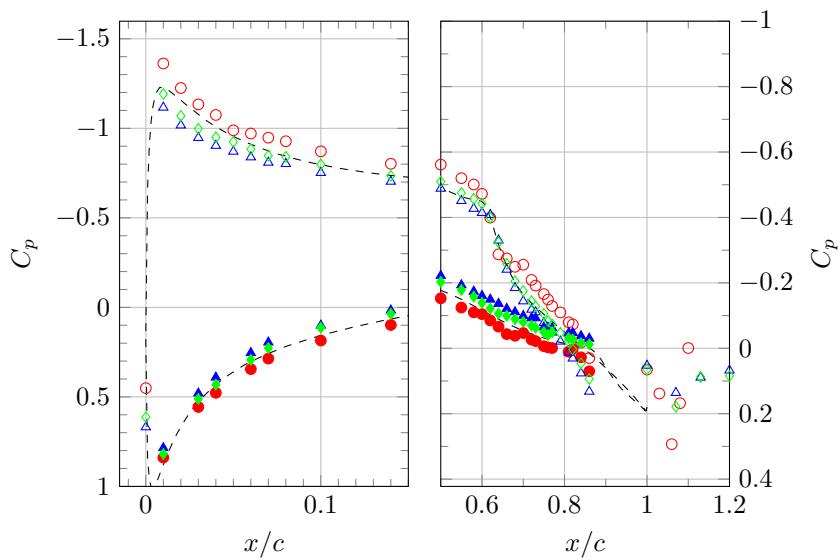


(b) Modello 2L, estradosso ed intradosso

Figura 4.36: Coefficiente di pressione C_p per i modelli L e 2L per la sezione di gola, $\alpha = 0^\circ$



(a) Sull'intera sezione di misura

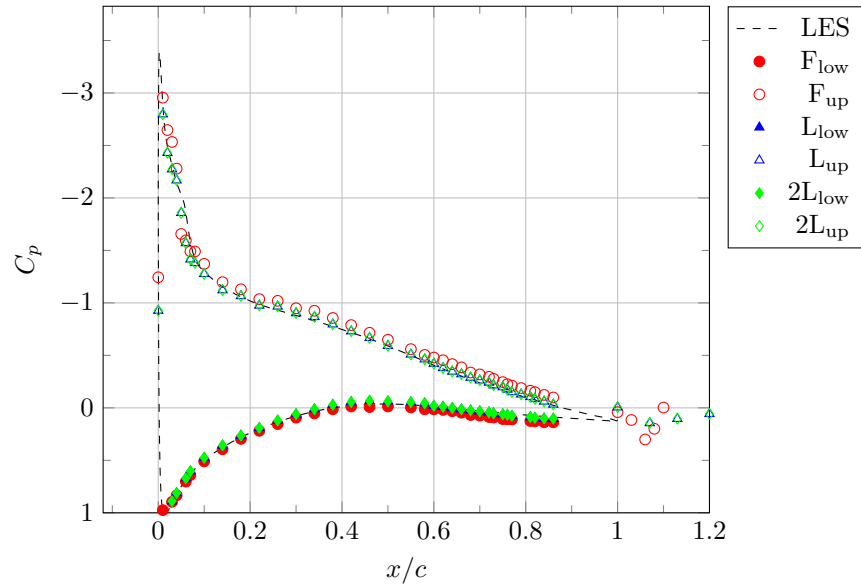


(b) Dettaglio del naso

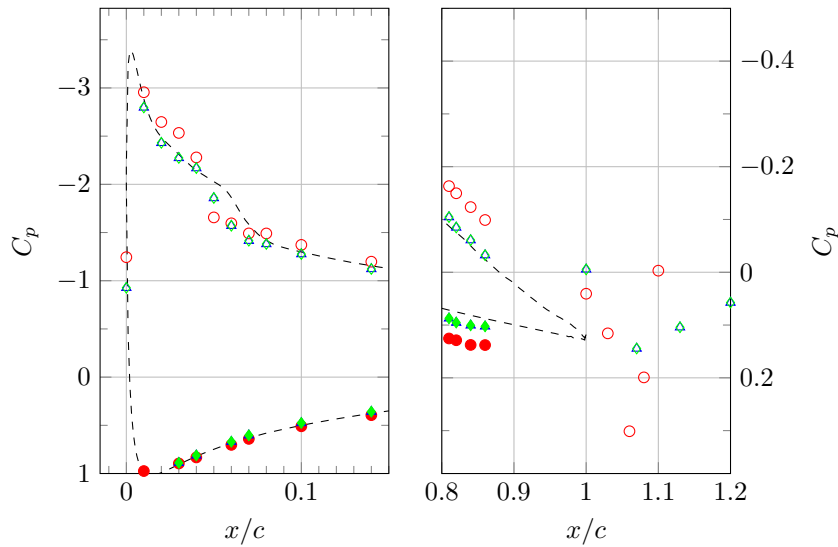
(c) Dettaglio delle appendici

Figura 4.37: Coefficiente di pressione C_p per modelli L e 2L, $\alpha = +4^\circ$

Capitolo 4. Test Fluidodinamici



(a) Sull'intera sezione di misura



(b) Dettaglio del naso

(c) Dettaglio delle appendici

Figura 4.38: Coefficiente di pressione C_p per modelli L e 2L, $\alpha = +8^\circ$

Capitolo 5

Test Acustici

La campagna sperimentale è proseguita con i test acustici, effettuati presso il laboratorio Camera Semi-Anecoica dell’Università Politecnica delle Marche. Oggetto di studio è stato un modello in scala progettato e realizzato in precedenti lavori che replica il comportamento fluidodinamico della pala di una turbina eolica di piccola taglia.

L’apparato sperimentale è essenzialmente un ventilatore monopala mosso da un motore elettrico con controllo di giri. Il vantaggio di avere un’unica pala è costituito dal poter riprodurre le condizioni di flusso tridimensionali che possono trovarsi sulle pale di turbine eoliche, evitando il disturbo dovuto al passaggio di una pala precedente. La geometria della pala è stata progettata in modo da ottenere velocità ed angolo di flusso uguali a quelli di una turbina eolica di piccola taglia. Il profilo alare della stessa è in grado di operare ad alte velocità senza soffrire di forti separazioni, quindi evitando condizioni di stallo e la relativa emissione sonora non desiderata, ma al contempo produrre un livello sonoro tale da poter essere facilmente discriminato tra le altre sorgenti di rumore possibili.

Il modello rotante è stato dotato delle appendici aerodinamiche realizzate internamente per la particolare applicazione, progettate seguendo gli stessi criteri adottati per le prove fluidodinamiche già presentate: anche in questa fase le appendici sono state progettate secondo due geometrie, differenti per larghezza della dentatura.

L’obiettivo delle prove è la valutazione del comportamento acustico dei modelli dentati per confronto con il modello originale. L’analisi verrà fatta sulla base del contenuto spettrale dell’emissione complessiva e sulla determinazione delle sorgenti sonore principali che si instaurano sui modelli. Pertanto, è stato necessario progettare un adeguato apparato di misura per mettere in campo le due tecniche di fonometria e mappatura acustica richieste, nonché determinare il corretto algoritmo di elaborazione dati per ottenere la localizzazione delle sorgenti.

In questo capitolo, saranno descritti l’apparato sperimentale rotante ed il modello in scala nelle loro caratteristiche principali. Verranno illustrati l’impianto

Capitolo 5. Test Acustici

strumentale di acquisizione dati e la tecnica di mappatura acustica impiegata. Si discuteranno infine i risultati, dalla caratterizzazione del modello originale ai confronti con i modelli dotati di appendici.

5.1 Algoritmo localizzazione sorgenti

Obiettivo principale dei test in camera semi-anecoica, assieme alla determinazione del contenuto in frequenza dell’emissione globale, è l’individuazione delle sorgenti sonore che si instaurano sul modello. Per ottenere dei risultati attendibili, oltre che un array di microfoni correttamente progettato e tale da registrare le lunghezze d’onda di interesse, è richiesto un algoritmo altrettanto affidabile di elaborazione dei dati di pressione sonora registrati dai microfoni.

Di fatto, i metodi che trovano impiego in quest’ambito sperimentale sono applicati alla fase di *post-processing*, ovvero di elaborazione dei dati successiva ai test in laboratorio. Di seguito si fornisce una panoramica breve dei metodi di mappatura acustica, prima di presentare l’algoritmo adoperato per lo specifico caso in esame.

Le tecniche di mappatura delle sorgenti acustiche basate su array di microfoni sono largamente utilizzate per la localizzazione e quantificazione delle sorgenti di rumore. Queste tecniche sono strumenti importanti per gli ingegneri nella definizione e classificazione del rumore prodotto da un oggetto. I campi di applicazione sono i più svariati, si citano ad esempio i settori automobilistici o aeronautici, pertanto sono state sviluppate diverse tecniche per le specifiche applicazioni o per superare determinati limiti.

Una prima classificazione può essere fatta distinguendo le tecniche nel “dominio del tempo” o nel “dominio della frequenza”. I primi possono essere usati, per esempio, nell’estrazione del segnale da microfoni direzionali, mentre i secondi, oggetto del presente lavoro, sono di più comune utilizzo nella caratterizzazione delle sorgenti.

Si distinguono quindi, tre categorie:

- metodi diretti;
- tecniche di deconvoluzione;
- metodi inversi.

Beamforming Il *beamforming acustico* è la più antica e comune tecnica di mappatura, ed è uno dei metodi diretti. Il metodo fa uso della combinazione di un array di microfoni e di un algoritmo predefinito per creare un “filtro spaziale” sui dati di pressione sonora. In pratica, gli algoritmi di beamforming come ad esempio il *Delay-and-Sum* (D&S) o il *Conventional Beamforming* (CB),

5.1. Algoritmo localizzazione sorgenti

focalizzano virtualmente l’array su un unico punto (od un’unica direzione) e restituiscono il livello sonoro della sorgente come se ci fosse soltanto quella sorgente in quel punto (o direzione), come mostrato in Figura 5.1. Una volta “scansionati” tutti i punti (o direzioni) nella regione di interesse, si ottiene l’intera mappa delle sorgenti.

Le caratteristiche del beamforming acustico sono fortemente legate alla disposizione dei microfoni ed alla frequenza sonora da analizzare, le quali determinano la risposta spaziale impulsiva dell’array, la cosiddetta *Point Spread Function* (PSF), anche nota come “funzione di trasferimento spaziale”. Una PSF ideale può essere rappresentata da una funzione delta di Dirac, che abbia un picco di valore unitario nella posizione della sorgente e sia nulla altrove. In realtà, una PSF può fornire solo una risoluzione finita dovuta al lobo principale (*main lobe*) ed una dinamica limitata a causa di artefatti denominati lobi laterali (*side lobes*): con risoluzione in questi casi si intende la capacità di distinguere sorgenti vicine, ed è limitata dalle dimensioni del main lobe. Una misura della dinamica utile di un sistema di beamforming è il *Maximum Sidelobe Level* (MSL), inteso come il livello sonoro del lobo laterale maggiore.

La maggiore difficoltà sta nel progettare un array microfonico con le desiderate caratteristiche, dato che è difficile prevedere la risposta spaziale PSF per la data disposizione dei microfoni. Ad ogni modo, si possono fare alcune considerazioni riguardo la regolarità della disposizione, in quanto array con layout ben spaziatto e regolare comportano dei side lobes anch’essi regolari nello spazio ed un alto valore di MSL, e quindi non sono indicati per il beamforming. Per tali tecniche si preferiscono, di fatto, disposizioni irregolari dei microfoni, ma queste richiedono vari tentativi per arrivare ad un design appropriato, con relativo investimento di tempo e risorse non sempre disponibili in un contesto industriale.

Infine, le tecniche di beamforming trovano largo impiego per la loro facilità di implementazione e robustezza, ma sono caratterizzate da prestazioni mediocri in termini di risoluzione e dinamica.

Tecniche di deconvoluzione Tali tecniche sono state sviluppate allo scopo di superare le limitazioni del beamforming in termini di risoluzione spaziale e quantificazione dell’intensità della sorgente. L’obiettivo di questi metodi è di rimuovere gli effetti della funzione di trasferimento PSF dalla mappa di beamforming e restituire la reale distribuzione di sorgenti che ha generato tale mappa, quindi i dati di pressione misurati nelle posizioni dei microfoni.

Differenti sono gli approcci degli algoritmi di deconvoluzione. Solo per citarne alcuni, la tecnica *Deconvolution Approach for the Mapping of Acoustic Sources* (DAMAS) [52] si prefigge di ottenere la distribuzione delle sorgenti risolvendo un sistema lineare. Le sue varianti DAMAS2 e DAMAS3 [53] sono un

Capitolo 5. Test Acustici

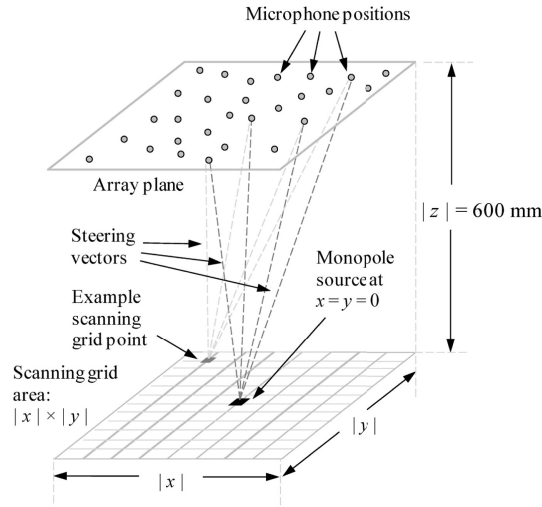


Figura 5.1: Schema di beamforming acustico [51]

passo avanti in velocità e robustezza ma richiedono che la PSF sia invariante. Un'ulteriore versione è la DAMAS-C [54] che rende possibile trattare sorgenti correlate al costo di un'inevitabile aumento di carico computazionale.

Un altro approccio possibile è quello di decomporre la matrice dei cross-spettri (*Cross-Spectral Matrix*, CSM) dei segnali di pressione sonora in componenti di sorgenti singole coerenti e ricavarne la posizione ed il livello di ognuna di queste, con il risultato di evitare i lobi laterali nella mappa finale. Tra le tecniche CSM si citano gli algoritmi della famiglia CLEAN [55] che lavorano in maniera leggermente differente: una volta ottenuta la mappa “grezza” con un beamforming convenzionale, se ne individuano i picchi, vi si sottrae una funzione PSF opportunamente scalata e si inseriscono i picchi nella mappa “pulita”. Questo processo viene iterato fino a che tutte le sorgenti sia estratte dalla mappa.

L'algoritmo più semplice è il CLEAN-PSF per il quale la funzione di trasferimento spaziale teorica delle sorgenti puntuali è sottratta dalla mappa. Dato che le PSF possono non essere rappresentative delle sorgenti reali, è stato sviluppato un metodo più raffinato che stima l'effettiva PSF direttamente dai dati di pressione. Si tratta del metodo *CLEAN based on spatial Source Coherence* (CLEAN-SC) ed è uno dei più impiegati nella deconvoluzione per le sue qualità di robustezza e basso carico computazionale. Tuttavia, bisogna sottolineare il fatto che i metodi CLEAN sono strettamente legati all'accuratezza della tecnica di beamforming impiegata, al contrario invece dei metodi DAMAS.

Metodi inversi I metodi classici di beamforming si prefiggono di risolvere il problema inverso della ricostruzione della sorgente a partire dalle misura-

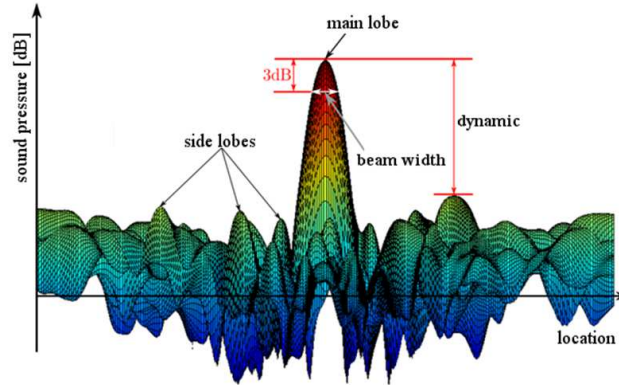


Figura 5.2: Rappresentazione dei lobi principali e laterali per beamforming acustico con definizione della dinamica

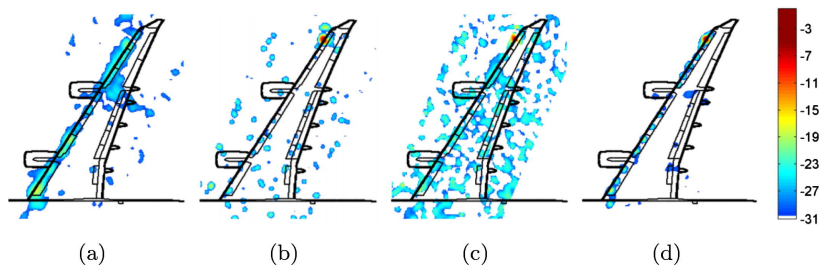


Figura 5.3: Mappa acustica ottenuta con CB (a), DAMAS (b), CLEAN-PSF (c) e CLEAN-SC (d) [56].

zioni della pressione, identificando l'intensità di ogni potenziale sorgente indipendentemente dalle altre: questo significa risolvere un problema scalare inverso.

Lo scopo dei metodi inversi, invece, è quello di definire la direzione di propagazione da un set di sorgenti elementari verso la posizione di misura e ricavare l'intera distribuzione delle sorgenti che idealmente approssimi le misure di pressione alla posizione dei microfoni. In questa maniera è possibile prendere in considerazione anche l'interazione tra sorgenti distribuite e coerenti. Chiaramente le mappe risultati sono influenzate dalla dimensione, posizione e discretizzazione della regione di interesse in cui si pensano le sorgenti elementari, al contrario degli approcci di beamforming.

La scelta della tipologia delle sorgenti elementari (monopoli, dipoli, onde piane) e delle strategie di risoluzione danno vita ad algoritmi differenti come

Capitolo 5. Test Acustici

il *Generalized Inverse Beamforming*, l'*Equivalent Source Method*, il *Bayesian Approach* o il *Covariance Matrix Fitting (CMF)* [57].

La ricostruzione delle sorgenti con i metodi inversi costituisce un problema sotto-determinato a causa di aspetti pratici, in quanto in genere il numero di punti di misura è molto più piccolo del numero di sorgenti potenziali. Inoltre, sono molto sensibili al rumore nelle misure o ad altre cause di incertezza. Sebbene comportino un maggior grado di complessità, i metodi inversi sono molto promettenti in termini di abilità nella localizzazione e quantificazione delle sorgenti, per questo sono di grande interesse in letteratura.

5.2 Apparato sperimentale

Al fine di testare le appendici aerodinamiche in condizioni di lavoro quanto più vicine a quelle reali, è stato scelto di utilizzare come banco prova un'attrezzatura già in dotazione, progettata e realizzata internamente nel corso di precedenti lavori. Si tratta di una pala rotante mossa da un motore elettrico, con relativo sistema di sostegno.

5.2.1 Modello di pala

La base scientifica di partenza è un modello in scala progettato per ricreare le condizioni di flusso tridimensionali che si hanno sulla pala di una turbina eolica di piccola taglia.

Il modello raffigurato in Figura 5.5 replica lo sviluppo geometrico della pala originale a partire dalla condizione di parità tra angoli di flusso e velocità relative sulle sezioni, in corrispondenza del punto di funzionamento a potenza nominale della macchina reale.

Il modello è realizzato in legno con struttura a guscio portante e longherone di rinforzo. Ha un allungamento di circa 1.4m tra la radice e la punta ed è caratterizzato da un profilo alare tipo NACA 2420, con corda variabile tra i 0.15 m e i 0.35 m. Lo svergolamento geometrico varia con angoli di 13° e i 22° tra la sezione di punta e quella con il maggior angolo di calettamento. In Figura 5.4 è riportato il profilo del modello originale, con le relative caratteristiche geometriche elencate nella Tabella 5.1.

Dalla simulazione del modello sono state ottenute le prestazioni in termini di azioni aerodinamiche. Sono stati calcolati valori complessivi di spinta assiale e tangenziale pari a 580 N e 76 N rispettivamente. Mentre la coppia resistente è stata calcolata in 73.6 N m, che alla velocità di regime di $\Omega_n = 68 \text{ rad/s}$ si traduce in una potenza aerodinamica richiesta al motore di 5005 W.

5.2. Apparato sperimentale

Tabella 5.1: Geometria del modello

Sez.	R (mm)	c (mm)	β (°)
1	371.21	147.57	19.21
2	425.73	229.32	20.57
3	480.25	287.30	21.41
4	534.76	323.75	21.82
5	589.28	341.38	21.82
6	644.27	342.38	21.44
7	698.32	329.12	20.82
8	752.84	309.54	20.29
9	807.36	289.95	19.64
10	861.88	270.36	18.89
11	916.39	250.86	18.31
12	970.91	233.77	17.87
13	1025.43	218.76	17.99
14	1079.95	205.48	16.99
15	1134.47	193.66	16.58
16	1188.99	183.07	16.15
17	1243.50	173.58	15.60
18	1298.02	164.95	14.92
19	1352.54	157.11	14.09
20	1407.06	150.24	13.89

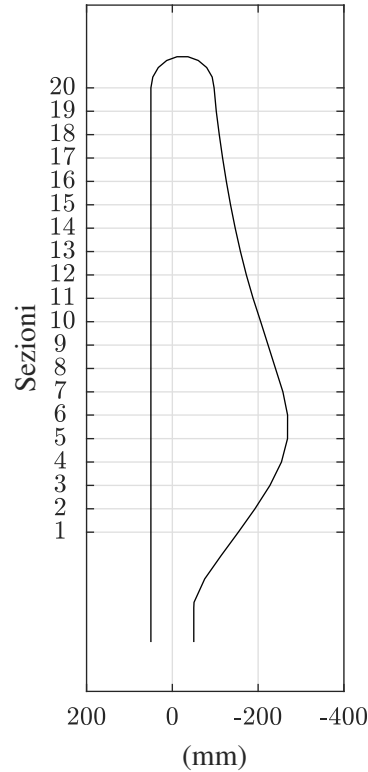


Figura 5.4: Profilo del modello

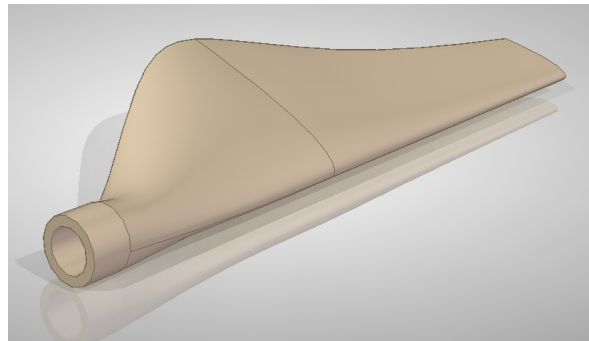
5.2.2 Struttura rotante

Il modello rotante è installato su un apparato di movimentazione composto da una struttura di sostegno a torretta ed un motore elettrico con controllo di giri collegato direttamente al mozzo, che risulta a sbalzo rispetto alla struttura.

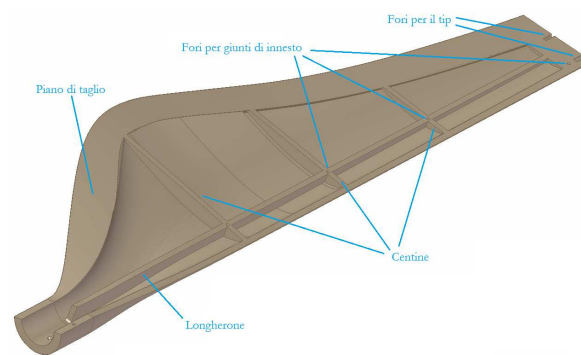
Una volta posizionato il modello sul mozzo, il rotore ha un diametro risultante di 3.0 m, con il centro di rotazione posto a circa 2.12 m dal suolo. Il mozzo è realizzato per ospitare tre pale, ma nella configurazione di mono-pala gli altri alloggiamenti sono sfruttati per piazzare le masse di bilanciamento del rotore, come si vede in Figura 5.6a. L'alloggiamento del modello permette di variare l'angolo di calettamento dello stesso, in modo da poter testare diversi angoli di incidenza. Per gli scopi di questi esperimenti il modello è stato fissato secondo l'angolo di calettamento base in modo da rispettare l'angolo di flusso di progetto.

Il motore elettrico è un asincrono trifase ad 8 poli, con una potenza di 7.5 kW ed una velocità nominale di 750 RPM. Viene comandato da un convertitore di frequenza che ne varia il numero di giri, per ottenere le condizioni di test ottimali, fissate a 650 RPM.

Capitolo 5. Test Acustici



(a) Vista esterna



(b) Spaccato del modello

Figura 5.5: Rappresentazione grafica del modello di pala

Il motore è stato dotato di un encoder incrementale per la misura della posizione angolare del modello, nonché della reale velocità di rotazione: lo strumento è stato collegato in parallelo tra l’acquisitore dati ed un display per la lettura in tempo reale del regime di rotazione. Inoltre, avendo previsto l’impiego di una copertura fono-isolante sul motore che ne impedisce la corretta aerazione (si veda la Figura 5.7), è stata installata una termocoppia sul corpo alettato dello statore, collegata direttamente ad un altro display per la lettura della temperatura, al fine di evitare pericolosi surriscaldamenti.

Nella fase preliminare di collaudo del sistema è stata notata una particolare rumorosità estranea a quella prodotta dal modello in movimento. Dopo aver condotto delle misure con fonometro posto di fronte alla pala a diversi regimi di rotazione, è emerso che il maggior contributo viene prodotto dal motore elettrico, e che ha un forte contenuto di potenza proprio nella banda di frequenze in cui ci si aspetta l’azione delle appendici.

Nel grafico di Figura 5.8 sono riportati i livelli di pressione sonora (*Sound Pressure Level*, SPL [dB]) in bande di terzi d’ottava registrati dallo strumento

5.2. Apparato sperimentale

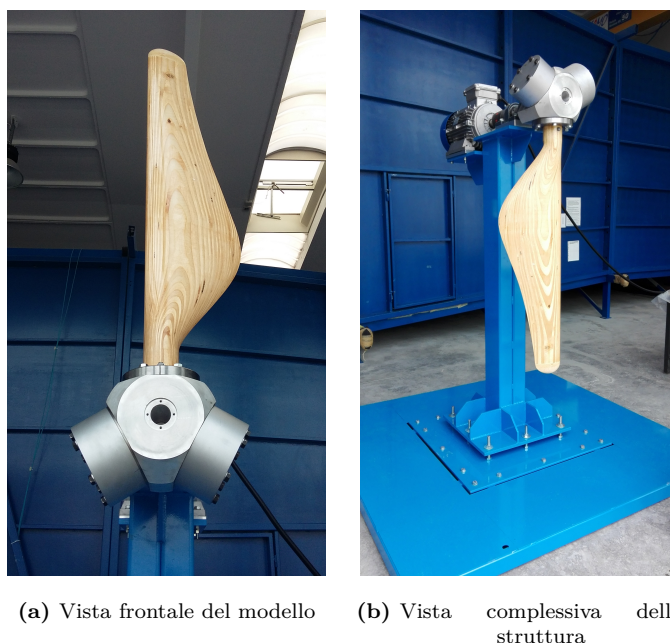


Figura 5.6: L'apparato rotante per i test in camera semi-anechoica

per i vari regimi di rotazione. Si nota facilmente che il rumore si manifesta con un picco nella banda di frequenza a 1600 Hz, e che tale contributo non sia dipendente dalla velocità di rotazione. Lo si nota anche a 600 RPM, velocità prossima a quella di regime per i test in camera semi-anechoica, per la quale è molto importante il contributo all'emissione dovuto alla parte aeroacustica del modello (che ha contenuto ad ampio spettro).

Per non indurre sorgenti estranee all'emissione del modello si è scelto di adottare una copertura fono-isolante sul motore elettrico. L'isolamento è realizzato per semplice avvolgimento di un materassino attorno al motore, avendo cura di ricoprire anche la parte frontale verso il modello, che risulterà quindi rivolta verso gli strumenti, nella disposizione finale di test. La parte posteriore del motore, invece, è lasciata libera per mantenere una certa ventilazione: questo non inficia l'efficacia della copertura fono-isolante in quanto la quota di rumore emessa in coda al motore verrà “deviata” lontano dal piano di misura grazie all'azione del vento indotto dalla pala, ed inoltre la struttura sarà a ridosso della parete fono-assorbente della camera risultando in un ulteriore abbattimento acustico.

Il materassino fono-isolante ha una barriera acustica elastomerica di peso specifico 4 kg/m^2 rivestita su entrambi i lati da una resina di poliuretano espanso autoestinguente da 25 kg/m^3 ed è indicato per l'isolamento acustico di vani

Capitolo 5. Test Acustici



Figura 5.7: Vista della copertura fono-isolante del motore

motore e macchinari, essendo caratterizzato da un potere fono-isolante prevalente alle medio-basse frequenze. In Figura 5.9 si riporta la curva del indice di isolamento acustico R_w per il materassino impiegato.

5.2. Apparato sperimentale

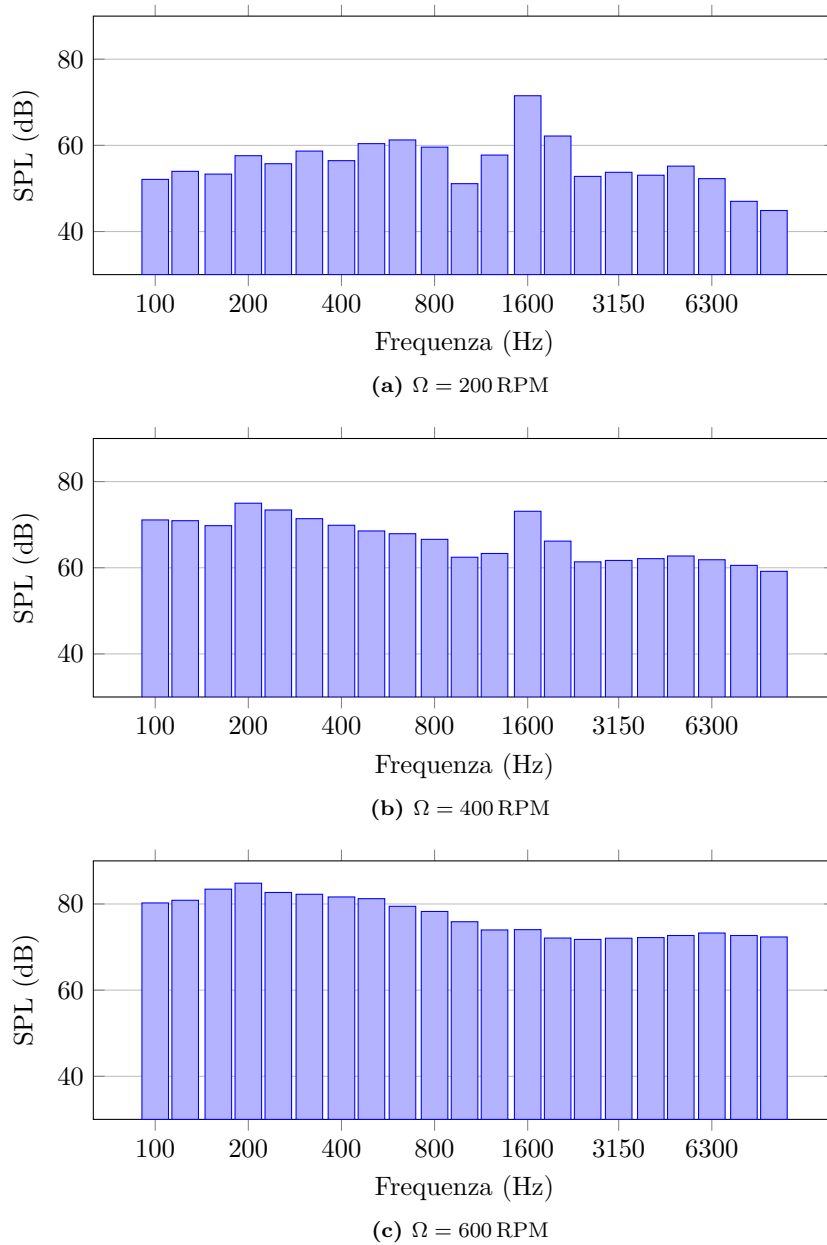


Figura 5.8: Livello di pressione sonora (SPL) del motore elettrico a vari regimi di rotazione

Capitolo 5. Test Acustici

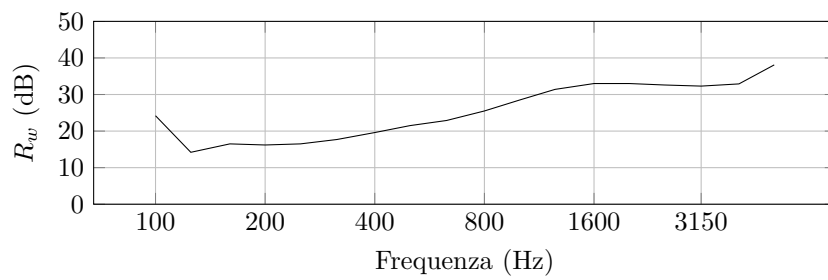


Figura 5.9: Potere fono-isolante R_w del materassino

5.3 Appendici per modello rotante

I test acustici hanno riguardato la valutazione dell'emissione sonora del modello rotante dotato di appendici dentate. Come per il modello adottato in galleria del vento, l'applicazione delle appendici ha riguardato tutto l'allungamento della pala.

Le appendici aerodinamiche realizzate per le prove acustiche, sono state progettate seguendo gli stessi criteri costruttivi adoperati per i dispositivi testati in galleria del vento sul modello fisso (si faccia riferimento alla Figura 4.20). Vale a dire che l'estensione $2h$ è stata fissata pari al 20% della corda del modello e che l'angolo α_S tra il bordo della dentatura e la direzione principale del flusso sia inferiore ai 45° . La bisettrice dell'angolo di punta risulta allineata con la corda della sezione.

Anche in questo caso sono state previste due geometrie di appendici, differenti per l'ampiezza della dentatura, ovvero il numero di denti per unità di lunghezza del bordo. Analogamente a quanto fatto per le prove fluidodinamiche, verrà indicata con “DS” l'appendice con dentatura stretta e con “DL” quella con dentatura larga: la prima è caratterizzata da un angolo $\alpha_S = 15^\circ$, mentre per la seconda $\alpha_S = 30^\circ$.

Dal momento che la corda del modello varia con continuità con il raggio, e per questioni realizzative, è stato scelto di dimensionare le appendici in base ad un valore medio di corda. La pala è stata quindi suddivisa in quattro concii, ottenendo altrettanti segmenti per ognuna delle due tipologie di appendici, in modo tale che per l'estensione dei singoli segmenti valga la relazione $2h = \bar{c}$, con \bar{c} la corda media del concio di modello. I valori ottenuti sono riportati nella Tabella 5.2. Per ogni concio è stato verificato che valga ancora la relazione ($2h \geq \delta_i$) tra l'estensione delle appendici e lo spessore di strato limite lungo tutta l'estensione della pala, ovvero nella i -esima sezione.

Le appendici sono state ottenute per intaglio di una lastra piana metallica di 1.2mm di spessore. Per ogni concio di pala, e quindi per ogni segmento di appendice, sono state realizzate due parti, una da applicare sull'estradosso, l'altra sull'intradosso del modello. Infatti, vengono installate mediante viti direttamente sul modello in legno.

Le appendici sono applicate al modello in maniera simile a quella adottata nelle reali applicazioni disponibili (solo alcune e su turbine di grande taglia). In pratica, mantenendo la tangenza della parte di estradosso con la curvatura del bordo d'uscita del modello, e facendo corrispondere le punte della parte superiore con quelle della parte inferiore. In tal modo, ne risulta un modello con un'appendice simile ad un flap, inclinato di un determinato angolo, che ne aumenta la superficie alare. Nelle Figura 5.10 e 5.11 sono riportati i profili dei modelli nei casi di appendice DS e DL rispettivamente.

Capitolo 5. Test Acustici

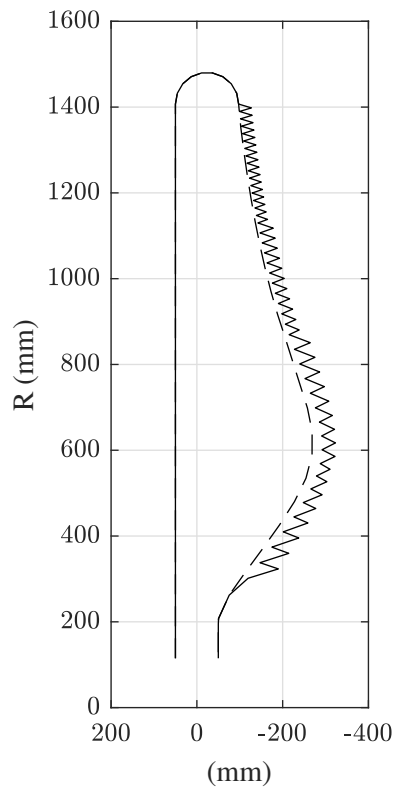


Figura 5.10: Profilo del modello DS

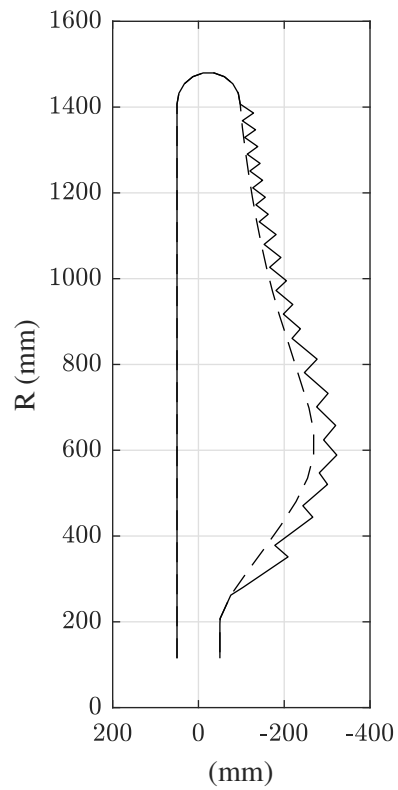
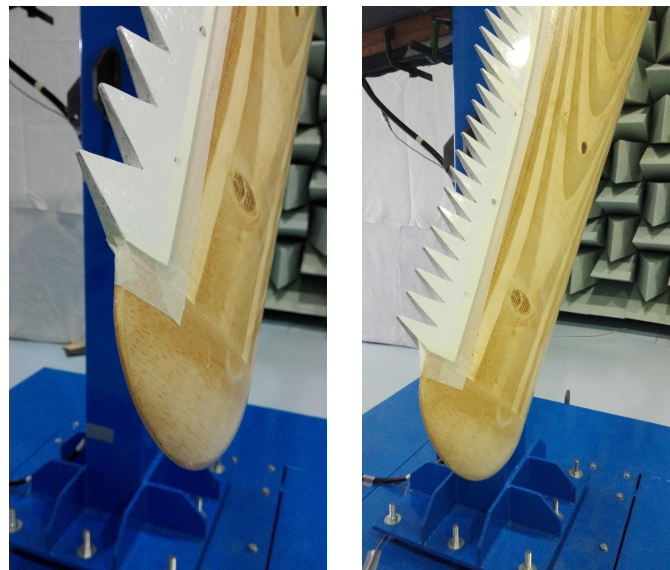


Figura 5.11: Profilo del modello DL

5.3. Appendici per modello rotante

Tabella 5.2: Dati geometrici per il dimensionamento delle appendici

Concio	R (mm)	\bar{c} (mm)	$2h$ (mm)
1	280-547	265.87	53.17
2	547-861	308.27	61.65
3	861-1133	220.51	44.10
4	1133-1407	165.79	33.16



(a) Appendice DL

(b) Appendice DS

Figura 5.12: Le appendici dentate installate sul modello

5.4 Set-up strumentale

La campagna di misure in camera semi-anechoica prevede la valutazione dell'emissione complessiva e la localizzazione delle sorgenti sonore sui modelli, pertanto, le tecniche di misura scelte sono la fonometria e la mappatura acustica. Il set-up strumentale è stato progettato per tali scopi e comprende un fonometro professionale, un array circolare da quaranta microfoni e quattro microfoni di campo. I microfoni dell'array e i microfoni di campo sono tutti modello Brüel & Kjær TYPE 4951 da 1/4" e sono acquisiti da un sistema National Instruments PXI-1045 che porta a bordo dieci schede di acquisizione analogiche NI PXI-4472 da 8 canali ciascuna. L'acquisitore riceve in ingresso anche i segnali del encoder del motore per la sincronizzazione delle registrazioni sonore con la posizione angolare del modello.

Il fonometro è un analizzatore portatile Brüel & Kjær Tipo 2250, dotato di microfono proprietario da 1/2". Ha una gamma dinamica di 123 dB ed una sensibilità in frequenza nella banda 0.5 Hz – 20 000 Hz, che lo rendono adatto alla misurazione anche bi-canale con qualsiasi combinazione di microfoni e accelerometri. Fornisce l'analisi in tempo reale in bande d'ottava e in terzi d'ottava, permettendo la registrazione a bordo dei dati acquisiti.

5.4.1 Array circolare

Dalla letteratura è noto che le appendici siano efficaci alle medio-basse frequenze, da poche centinaia a qualche migliaio di hertz. L'array circolare è stato progettato in modo da garantire una buona risoluzione nella banda di frequenze di maggiore interesse e tale da risultare il più "trasparente" possibile all'emissione da captare.

Da queste considerazioni, è stato realizzato l'array circolare di 3 m di diametro, utilizzando un profilo piatto in alluminio di 4 mm di spessore, sul quale sono stati disposti i quaranta microfoni da 1/4", equamente spazati lungo la circonferenza. I microfoni sono tenuti in posizione da clip in plastica prodotte internamente appositamente per tale applicazione (vedi Figura 5.13b).

A sostegno del tutto, è stata realizzata una intelaiatura esterna quadrata riportata in Figura 5.13a, composta da profilati modulari, tenuta in posizione verticale da due piedistalli a T rovescia dotati di ruote frenate. I piedistalli danno la possibilità di piazzare il telaio a varie altezze da terra, in modo da allinearsi con l'asse del modello rotante. Infine, un sistema di tiranti rende la struttura sufficientemente solida da resistere all'azione dei moti d'aria che potrebbero essere generati dal modello in funzione.

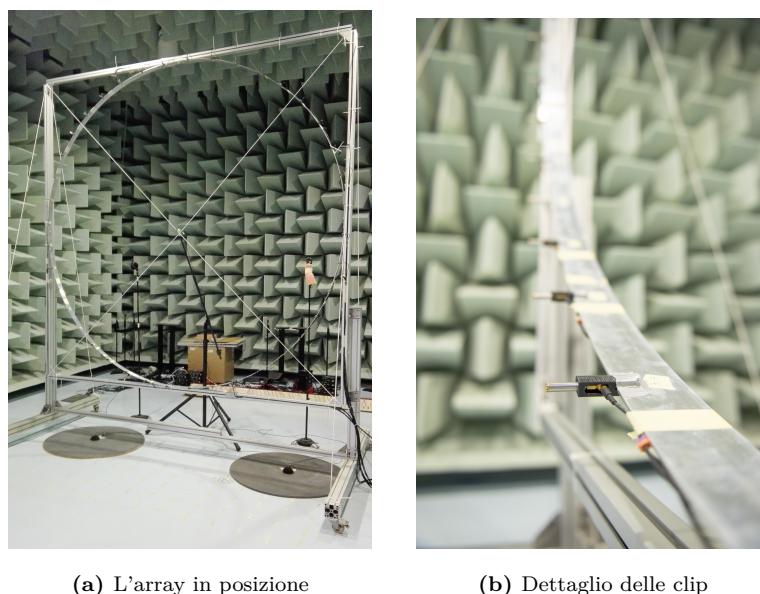


Figura 5.13: Vista frontale dell’array verticale e dettaglio dei microfoni

5.4.2 Disposizione in camera semi-anechoica

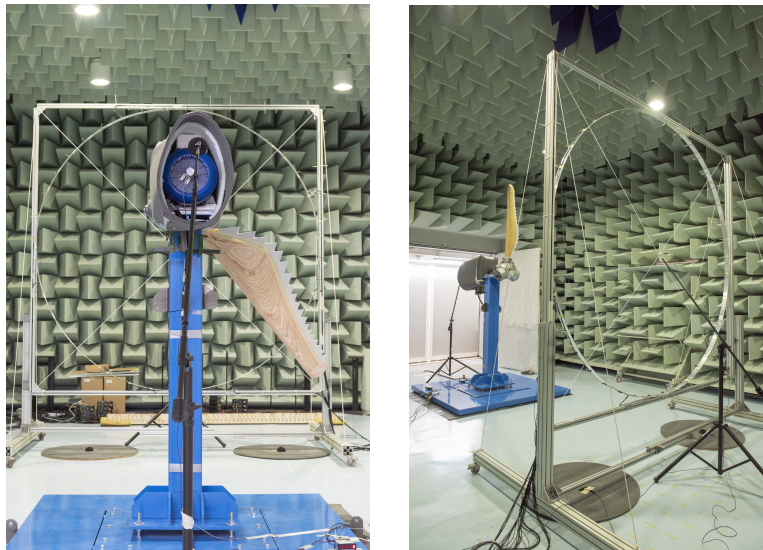
Il modello rotante è stato sistemato nella camera semi-anechoica in prossimità della parete posteriore, di fronte al varco d’ingresso attrezzature, con il rotore rivolto verso il centro della stanza, così come in Figura 5.14a. La posizione è stata preferita alle altre possibili per ragioni sia pratiche di movimentazione della struttura, sia tecniche per permettere il corretto smaltimento della portata d’aria indotta dal modello rotante. Come si vede in Figura 5.14b, le ante del varco sono state debitamente avvolte da del materiale fono-assorbente morbido per evitare riflessioni di rumore.

Il pannello di controllo del sistema di rotazione è stato sistemato al di fuori dell’ambiente di misura in quanto causa di missione sonora dalle apparecchiature elettriche al suo interno. Allo stesso tempo si è messo in sicurezza l’operatore portandolo fuori dal campo di azione di eventuali detriti proiettati dal macchinario qualora si verificasse una rottura catastrofica.

Per lo stesso motivo, tutte le apparecchiature di acquisizione dati presenti nella stanza (NI PXI-1045 e suoi accessori) sono state protette da pannellature fono-assorbenti rigide.

Di fronte al modello è stato posizionato l’array circolare, ad una distanza di 3 m e avendo cura che sia parallelo ed in asse con il disco rotorico: a valutazione del posizionamento sono state programmate delle prove preliminari di validazione del set-up, descritte nel seguito.

Capitolo 5. Test Acustici



(a) Vista dal varco attrezzature

(b) Vista dall'interno della camera

Figura 5.14: La disposizione del set-up di misura in camera semi-anecoica

I microfoni di campo sono stati sistemati all'interno della camera in diverse posizioni. Con riferimento allo schema di Figura 5.15 si hanno:

- Un microfono a centro array, in asse col modello rotante, a 3 m di distanza;
- Un microfono in coda al sistema motrice, alla stessa quota del motore elettrico e a 0.45 m di distanza da questo, dotato di cuffia anti-vento;
- Due microfoni a terra, installati su piattaforme sempre con cuffie anti-vento, posti ai piedi dell'array a 2 m l'uno dall'altro e a circa 3.36 m dalla base della torretta.

Infine, il sistema di acquisizione del fonometro è stato lasciato all'esterno dell'ambiente di prova mentre il suo strumento, anch'esso dotato di cuffia anti-vento, è stato sistemato di fronte la pala, sempre alla quota del mozzo ma leggermente decentrato.

5.4.3 Validazione del set-up

La tecnica di mappatura acustica implementata richiede come condizione fondamentale, per la particolare applicazione, la coassialità della griglia di punti di misura con l'oggetto rotante. Una volta assicurata la posizione relativa dell'array rispetto al rotore, si è voluto constatarne la bontà mediante localizzazione di una sorgente nota con il metodo del beamforming convenzionale (CB).

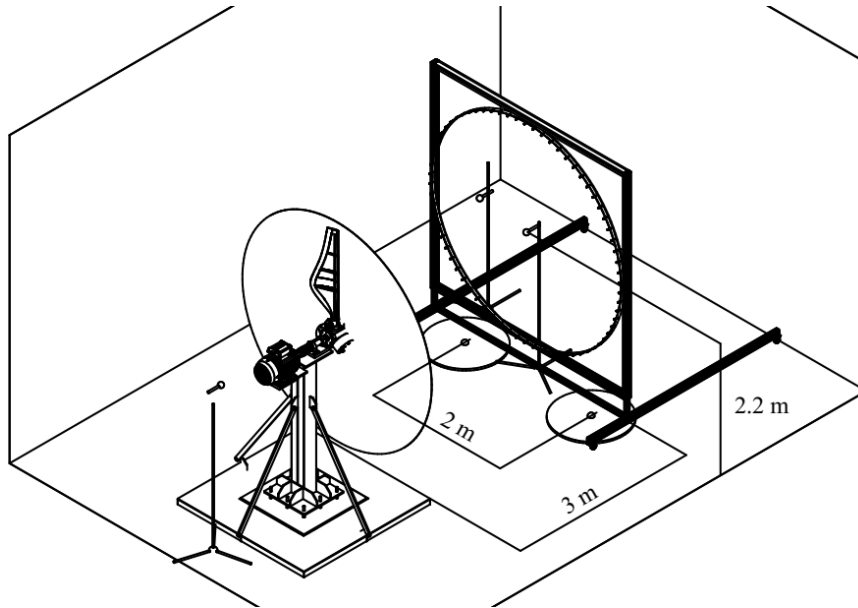


Figura 5.15: Schema di disposizione del set-up in camera semi-anecoica

Uno speaker che genera un tono puro a 2000 Hz è stato installato sul modello, in corrispondenza della punta della pala. Il modello è stato portato ripetutamente nelle posizioni angolari 0° , 90° , 180° e 270° rispetto la verticale, acquisendo il segnale acustico in ogni posizione per 15 s ad una frequenza di campionamento di 51 200 Hz.

L’elaborazione dei segnali mediante CB ha permesso di ricostruire il posizionamento spaziale della sorgente nei quattro punti cardinali, così come mostrato dai pallini in nero di Figura 5.16. Il piano passante per i quattro punti, di colore rosso, è stato poi confrontato con il piano ideale (parallelo alla griglia di misura), raffigurato in verde, determinando la linea di intersezione, rappresentata dal vettore in blu. Il discostamento angolare tra le normali ai due piani è stato stimato in circa 2.63° .

Ad ulteriore prova della validità del set-up di misura, sono state effettuate delle prove di localizzazione della stessa sorgente sul modello in rotazione, stavolta piazzata a circa 0.6 m di raggio. Il modello è stato portato alla velocità di 100 RPM ripetendo l’acquisizione a 51 200 Hz per 15 s. Quindi i dati sono stati elaborati sia con tecnica CB che con metodo CLEAN-SC, impostando una griglia di risoluzione (*mesh*) di 2 cm la quale si ritiene sufficientemente fitta per il valore frequenza dell’emissione da catturare. I risultati sono riportati in Figura 5.17 per la banda in terzi d’ottava a $f = 2000$ Hz.

Nella soluzione proposta dalla tecnica CB (vedi Figura 5.17a) è evidente quale sia la maggiore zona di emissione, ma la mappa risulta viziata da artefatti

Capitolo 5. Test Acustici

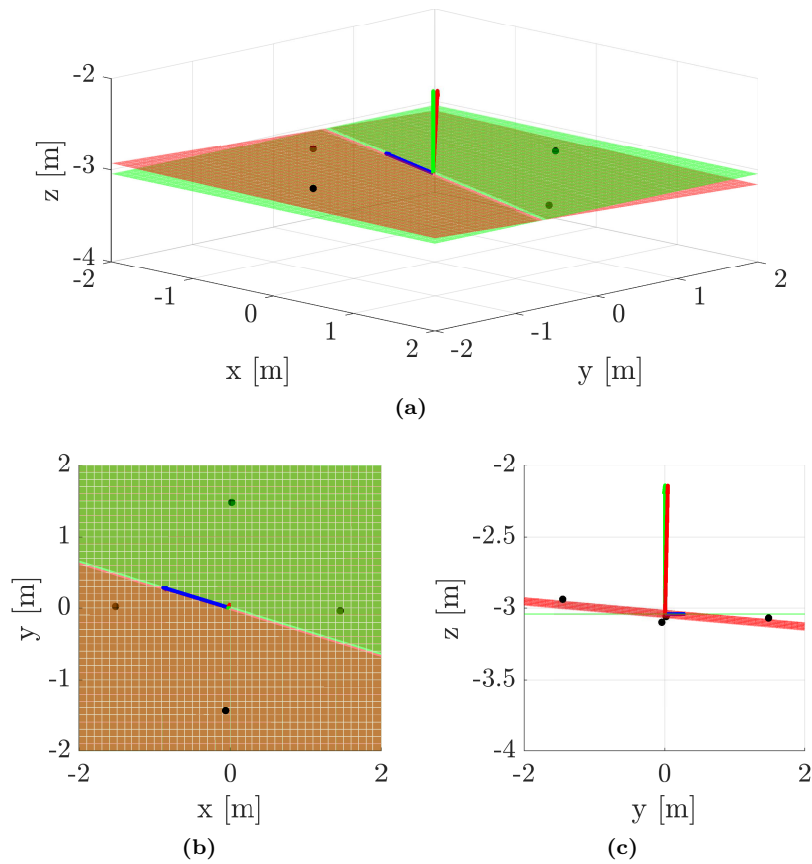
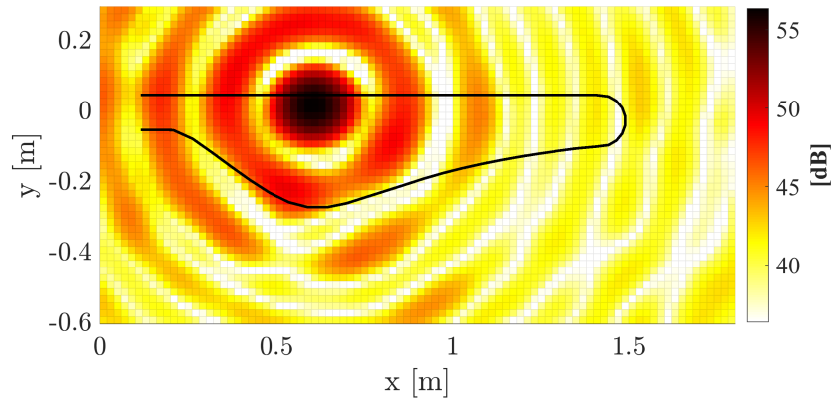
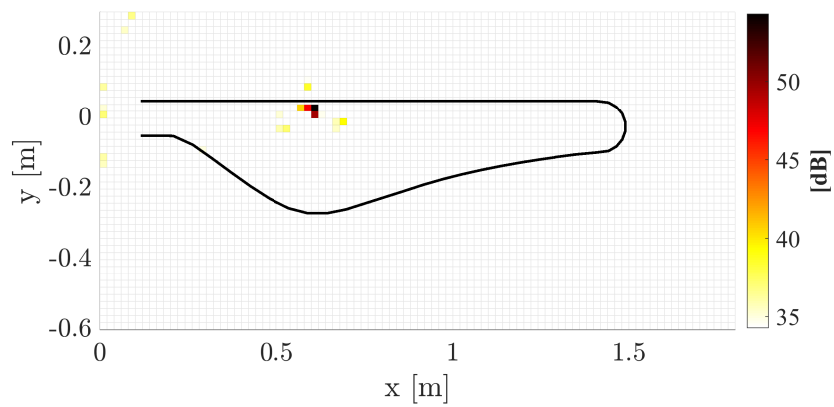


Figura 5.16: Valutazione del posizionamento del piano di misura

causati dalla tecnica stessa. In questo modo è possibile solo constatare la presenza di una sorgente principale di emissione, ma non definirne la posizione con certezza. Al contrario, con il metodo CLEAN-SC la mappa di Figura 5.17b è molto ben definita e la sorgente è localizzata precisamente (nei limiti della griglia di risoluzione adottata).



(a) Mappa con tecnica CB



(b) Mappa con metodo CLEAN-SC

Figura 5.17: Mappa acustica per sorgente nota e modello a 100 RPM, nella banda $f = 2000$ Hz.

5.5 Tecnica di elaborazione dati

Prima di passare all’analisi dei risultati, occorre giustificare le tecniche di elaborazione dei dati messe in atto. In questa sezione verranno presentati i risultati delle valutazioni preliminari fatte mediante algoritmi classici e di immediata implementazione, mediante i quali è possibile motivare le assunzioni richieste per affinare la tecnica di elaborazione che ha portato ai risultati finali.

Generalmente parlando, una condizione di partenza per qualsiasi metodo di mappatura acustica è la stazionarietà dell’emissione sonora da misurare. Fintanto che sorgente e ascoltatore (griglia di misura) sono fermi nello spazio, la condizione viene rispettata senza ulteriori accorgimenti. Se la sorgente da identificare, o meglio l’oggetto in studio, si muove rispetto l’ascoltatore, l’onda acustica non è stazionaria nel tempo, pertanto sono richieste delle azioni correttive che riguardano da una parte la tecnica di misura, dall’altra la tecnica di elaborazione. In pratica, da un lato si dovrebbe muovere il sistema di misura in maniera solidale con la sorgente, laddove possibile, tenendo conto anche della propagazione dell’onda sonora in un mezzo in movimento (relativamente a sorgente ed ascoltatore). Dall’altro occorrerebbe “direzionare” il punto focale della griglia di misura in posizioni sempre diverse istante per istante, in una sorta di inseguimento dell’oggetto da caratterizzare (si confronti con la tecnica CB di Figura 5.1).

Nel caso in esame, le dimensioni dell’oggetto e le velocità di rotazione rendono inutilmente impegnativo adottare una configurazione di array rotante che segua la pala in rotazione. D’altro canto, l’uso di algoritmi di direzionamento della griglia di microfoni non è consigliabile in tale applicazione a causa della notevole distanza con il piano di misura, che porterebbe ad una risoluzione dell’ordine della corda del modello tale da non permettere la distinzione delle sorgenti tra bordo d’attacco e di coda.

Si è scelto quindi di adottare la tecnica nota come *Virtual Rotating Array* (VRA). Questa consiste nel considerare un punto di misura virtuale posto sulla circonferenza dei microfoni che si muove solidalmente al modello. Quando il punto mobile si trova in corrispondenza della posizione dei microfoni reali il segnale virtuale è pari a quello effettivamente registrato, mentre nelle posizioni intermedie è dato dalla media dei segnali dei due microfoni adiacenti, pesata sulla distanza relativa con il punto virtuale. L’adattamento al caso in esame prevede che i punti di misura siano tanti quanti i microfoni dell’array: si ottiene lo stesso effetto che si avrebbe se si facesse ruotare l’intera griglia alla velocità di regime del modello. Allo stesso modo si potrebbe pensare di aumentare il numero di microfoni virtuali rotanti, ma il maggior carico computazionale richiesto non è giustificato da evidenti vantaggi in termini di localizzazione delle sorgenti.

La tecnica VRA deve tener conto della propagazione dell’onda sonora in campo libero in un mezzo che non è più stazionario, ma che è in moto relativo tra oggetto e array. Ciò viene attuato correggendo lo sfasamento dei microfoni in funzione dell’effettiva traiettoria percorsa dall’onda nel campo di moto rotazionale.

Una prima valutazione qualitativa è stata fatta con l’ausilio del beamforming convenzionale sul modello originale a velocità di 650 RPM. Le mappe acustiche di Figura 5.18 sono riferite alle bande di frequenza in terzi d’ottava di 800 Hz e 4000 Hz, ovvero agli estremi del campo di affidabilità dell’algoritmo.

I primi problemi del CB si notano alle basse frequenze, in riferimento alla Figura 5.18a, dove la grande distanza con l’oggetto osservato impoverisce la risoluzione, e si evidenzia una grande zona di forte emissione di cui non si individua bene la sorgente. Per tale banda di frequenza si può stimare la minima risoluzione spaziale R dell’array considerando una propagazione in direzione assiale come

$$R = a \left(\frac{z}{D} \right) \lambda \quad [\text{m}] \quad (5.1)$$

dove $a = 1.22$, $z = 3 \text{ m}$ è la distanza con il piano di misura, $D = 3 \text{ m}$ è l’apertura dell’array (il diametro, in questo caso) e λ la lunghezza d’onda alla frequenza considerata. Si ha quindi:

$$\lambda = \frac{c_0}{f} = \frac{343 \text{ m/s}}{800 \text{ Hz}} = 0.429 \text{ m} \quad (5.2)$$

$$R = 0.523 \text{ m} \quad (5.3)$$

Alle bande di frequenza superiori, si veda la Figura 5.18b, la risoluzione migliora fino a valori di $R = 0.105 \text{ m}$ secondo le relazioni di cui sopra, e di conseguenza si è in grado di distinguere due sorgenti principali; ma si presentano altri problemi come l’aliasing dovuti alla distanza relativa tra due microfoni adiacenti, e soprattutto alla regolarità della disposizione.

In generale, quindi, con il beamforming convenzionale si ottengono mappe acustiche molto “rumorose” e con cattiva risoluzione, dalle quali possono trarsi solo poche informazioni qualitative, ma non di certo quantitative.

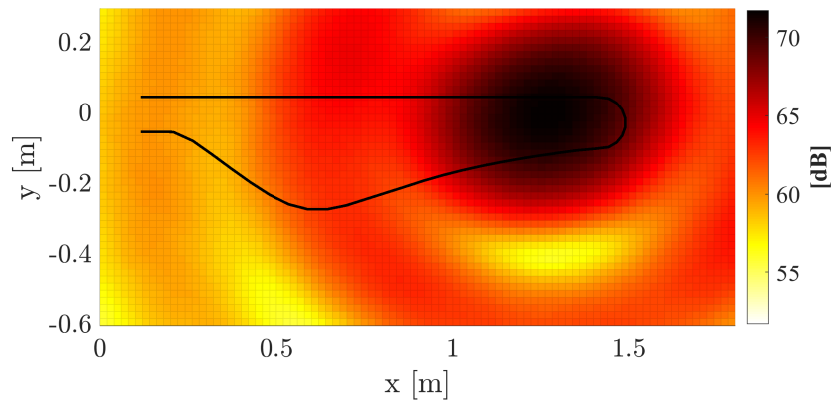
Sulla stessa acquisizione è stato implementato il metodo di deconvoluzione CLEAN-SC, che è ritenuto più affidabile nella localizzazione delle sorgenti aeroacustiche. Le mappe di Figura 5.19 risultano molto più definite rispetto a quelle del metodo precedente, meno sensibili ai contributi estranei e vi compaiono solamente le sorgenti principali.

Il limite del algoritmo CLEAN-SC si presenta nel caso di sorgenti coerenti tra loro o di tipo distribuito: quando le sorgenti si generano su superfici, oppure su bordi, l’algoritmo le tratta come unica sorgente puntiforme, perdendo la caratteristica di distribuzione delle stesse. Con tale tecnica si guadagna in

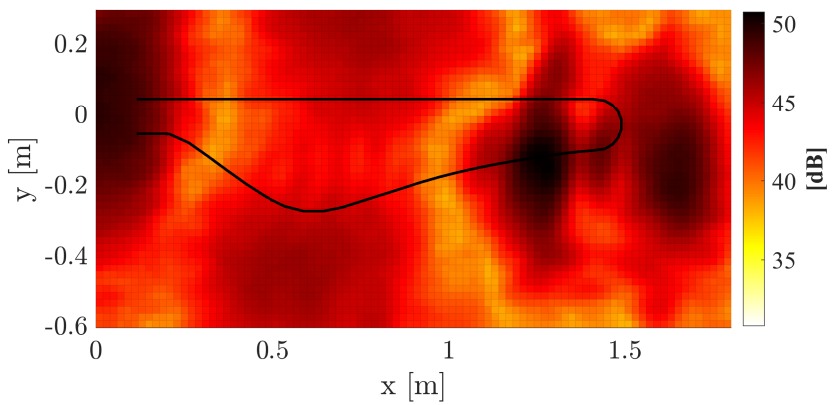
Capitolo 5. Test Acustici

definizione e quantificazione della sorgente, ma si perdono le informazioni di estensione, che nel caso dei test sulle appendici sono un aspetto importante.

Infine, avendo valutato pro e contro dei due metodi si è scelto di adottare per l’elaborazione finale il metodo inverso di Covariance Matrix Fitting. Il CMF, per il particolare caso applicativo, fa uso della mappa di beamforming preliminare come dato di partenza per la risoluzione del problema inverso. In tale maniera, a fronte di un notevole costo computazionale, si è cercato di compensare le mancanze dei singoli metodi al fine di fornire una localizzazione ed una quantificazione delle sorgenti altamente affidabile.



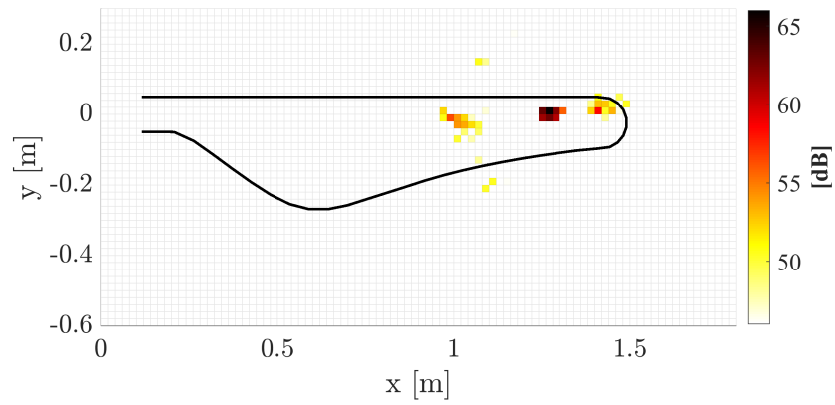
(a) $f = 800\text{ Hz}$



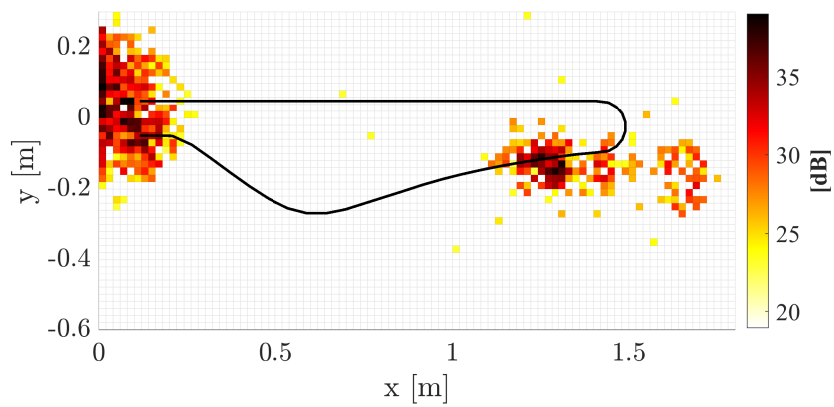
(b) $f = 4000\text{ Hz}$

Figura 5.18: Mappe acustiche per modello originale con metodo CB

Capitolo 5. Test Acustici



(a) $f = 800$ Hz



(b) $f = 4000$ Hz

Figura 5.19: Mappe acustiche per modello originale con metodo CLEAN-SC

5.6 Risultati

In questa sezione vengono analizzati i risultati della campagna di test in camera semi-anecoica. I dati riguardano la caratterizzazione dell'emissione globale dei modelli ottenuta mediante fonometria e la mappatura delle sorgenti acustiche risultante dall'applicazione degli algoritmi di localizzazione descritti nella Sezione 5.5.

Si vedrà dapprima la caratterizzazione acustica del modello originale, selezionando un set di dati rappresentativo per il caso in esame, proseguendo con i modelli con appendici, per concludere con il confronto tra i vari modelli.

Per questioni di brevità, sono stati selezionati solo i risultati più significativi alla comprensione del fenomeno aeroacustico che si intende misurare.

5.6.1 Risultati del modello originale

All'inizio delle prove sul modello originale, è stata fatta un'acquisizione del rumore di fondo tramite fonometro. Questo è stato preferito ai microfoni di campo in quanto strumento certificato e calibrato direttamente sul posto, prima della misura. In Figura 5.20 è riportato lo spettro del rumore di fondo per bande di 1/3 d'ottava, ottenuto da un'acquisizione di 15 s. Il livello equivalente di pressione sonora globale misurato è di 47.6 dB.

La misura dell'emissione con modello in rotazione è stata effettuata in contemporanea tra fonometro, array e microfoni di campo, facendo variare il regime di velocità nel range 200 RPM – 650 RPM e acquisendo il segnale per un tempo di 7.5 s ad una frequenza di 102 400 Hz.

I livelli spettrali di pressione sonora (SPL [dB]) relativi al fonometro vengono riportati in bande di 1/3 d'ottava per le velocità di 200 RPM, 450 RPM e 650 RPM nella Figura 5.21. Le mappe acustiche della Figura 5.22 sono relative alla sola velocità di 650 RPM e sono riportate per le bande di sensibilità dell'algoritmo di localizzazione, precisamente nel range 800 Hz – 4000 Hz. La scala cromatica indicata è relativa al livello di pressione sonora in dB delle singole sorgenti, riportato al centro array. La gamma dinamica risolta è fissata a 20 dB tra la sorgente con il livello maggiore e quella con il livello minore.

Da un'analisi generale dei livelli sonori è evidente che i valori globali aumentano considerevolmente in relazione alla velocità di rotazione, passando da 77.4 dB alla velocità inferiore, a 91.6 dB alla velocità intermedia fino a 100.1 dB a regime, su un fondo di 47.6 dB.

A velocità di 200 RPM il livello globale non è particolarmente elevato rispetto al fondo, ma si notano contributi particolari nelle bande 200 Hz, 400 Hz, 800 Hz e 1600 Hz dovuti alle componenti armoniche del rumore prodotto dal motore elettrico, che nonostante la copertura fono-isolante riesce a trasmettersi attraverso la struttura: questo è stato in parte confermato dal microfono in coda al

Capitolo 5. Test Acustici

sistema rotante che ha evidenziato gli stessi contributi spettrali. Inoltre, non possono escludersi delle riflessioni dall’ambiente antistante il varco aperto.

All’aumentare della velocità di rotazione, il contributo del motore viene completamente mascherato dalla restante emissione. Già a 450 RPM la componente aeroacustica è predominante, e risultano sempre più importanti i contributi alle basse e alte frequenze, che diventano ancora più enfatizzati alla velocità di regime di 650 RPM. Infatti, con la velocità aumenta il carico aerodinamico del modello, con conseguente maggiore instabilità dello strato limite superficiale, che causa a sua volta una maggiore emissione nelle basse frequenze (tipicamente 100 Hz – 300 Hz). Al contempo il vortice d’estremità che si stacca dalla punta della pala, aumentando di intensità e dimensioni contribuisce all’emissione a medio-alta frequenza.

L’analisi delle mappe acustiche alla velocità di regime aggiunge altre informazioni interessanti per la comprensione del fenomeno aeroacustico indagato. Alle frequenze inferiori si nota chiaramente la presenza di zone di emissione sui bordi d’attacco e di coda del modello, prevalentemente nella sua parte esterna (si veda ad esempio la Figura 5.22b), con livelli relativamente alti. Spostandosi a frequenze superiori compaiono altre sorgenti distribuite sulla superficie tra $x = 1\text{ m} - 1.3\text{ m}$ circa, stavolta con livelli SPL inferiori. Queste si ritiene siano il risultato dell’impatto del vortice d’estremità. Solamente nella mappa relativa alla $f = 4000\text{ Hz}$ di Figura 5.22h emerge una zona atipica di emissione in corrispondenza dell’asse di rotazione. Un tale contributo potrebbe essere dato dal flusso d’aria lambente la copertura spugnosa fono-isolante del motore.

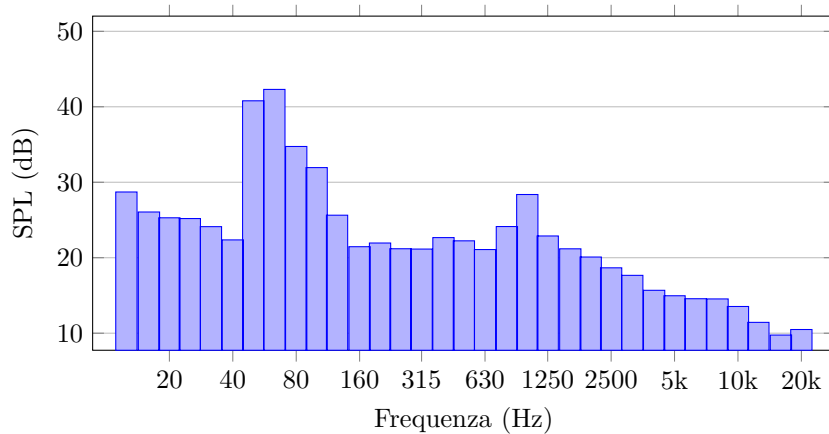


Figura 5.20: Livello di pressione sonora (SPL) del rumore di fondo in camera

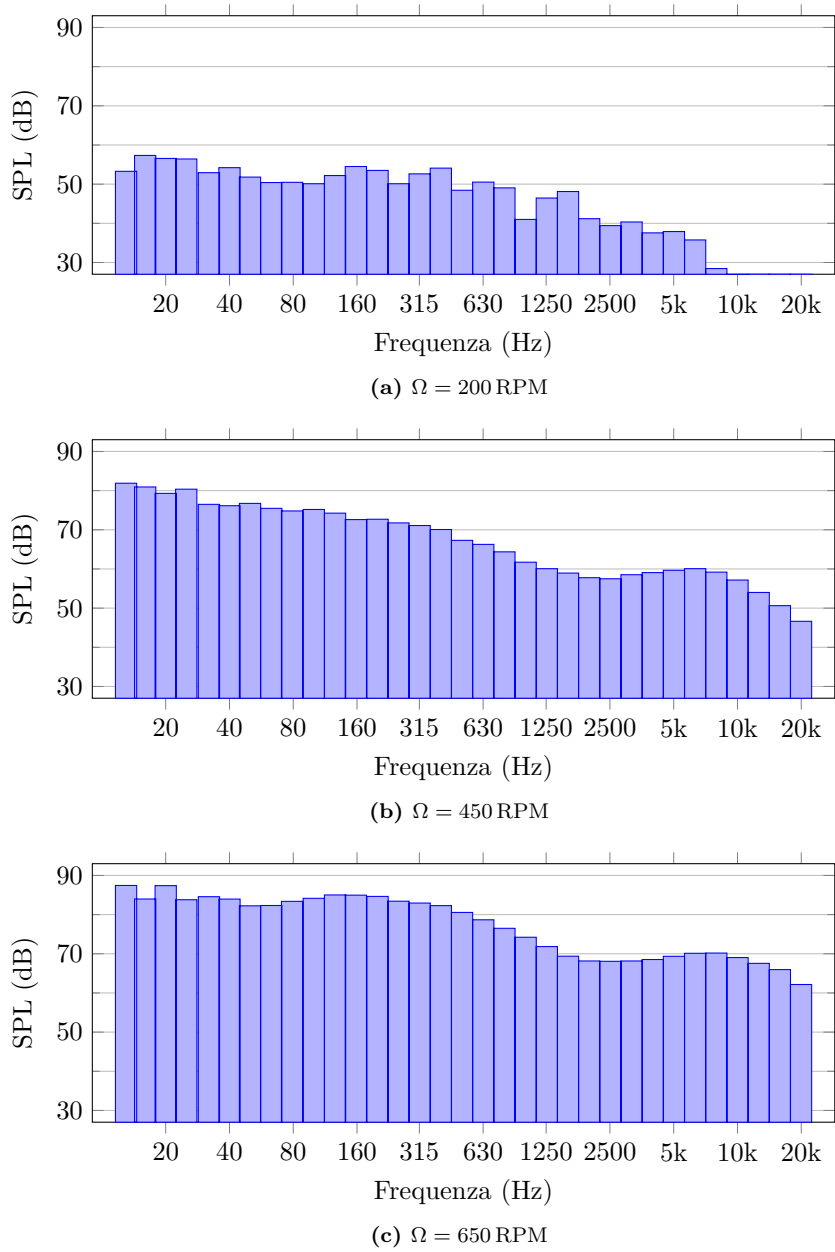


Figura 5.21: SPL per modello originale a differenti velocità di rotazione

Capitolo 5. Test Acustici

Tabella 5.3: Spettro dei livelli sonori alle varie velocità per il modello originale

Frequenza (Hz)	200 RPM (dB)	350 RPM (dB)	450 RPM (dB)	550 RPM (dB)	650 RPM (dB)
12.5	54.1	67.7	68.6	74.2	90.2
16	55.4	67.0	78.0	72.6	72.3
20	54.3	65.5	73.2	75.8	78.6
25	55.3	66.4	75.2	76.6	75.3
31.5	53.0	65.8	70.6	73.5	84.3
40	52.3	65.8	71.2	74.7	81.5
50	51.7	65.1	71.7	77.0	79.4
63	49.5	63.3	71.2	74.5	79.0
80	48.2	63.3	71.2	76.1	81.9
100	48.3	63.8	72.1	77.3	81.7
125	50.5	62.9	71.1	76.8	82.1
160	52.9	62.9	70.9	77.3	83.0
200	53.3	62.8	70.7	76.3	82.7
250	49.1	61.0	69.2	74.9	81.3
315	52.0	61.6	70.1	75.9	81.5
400	54.1	60.5	68.6	74.6	80.3
500	51.3	58.3	66.5	73.0	79.4
630	49.7	57.3	65.1	71.2	77.5
800	47.5	54.8	63.2	69.3	75.3
1000	40.4	52.2	61.0	67.6	73.6
1250	43.5	51.3	59.2	65.0	71.0
1600	48.8	52.3	58.4	63.5	69.1
2000	40.3	50.9	57.5	62.7	67.5
2500	40.8	52.0	57.9	63.4	68.0
3150	42.2	52.4	58.5	63.5	68.0
4000	39.1	52.1	59.3	64.2	68.7
5000	39.0	52.1	60.1	65.1	69.6
6300	36.4	52.0	60.8	66.0	70.8
8000	31.2	51.3	61.3	66.9	72.1
10 000	30.7	48.5	59.8	66.3	71.2
12 500	25.8	43.4	55.5	63.2	68.4
16 000	19.7	37.6	49.4	57.6	64.1
20 000	16.6	32.9	44.7	52.3	59.1
L_{eq} (dB)	77.4	86.6	91.6	95.8	100.1

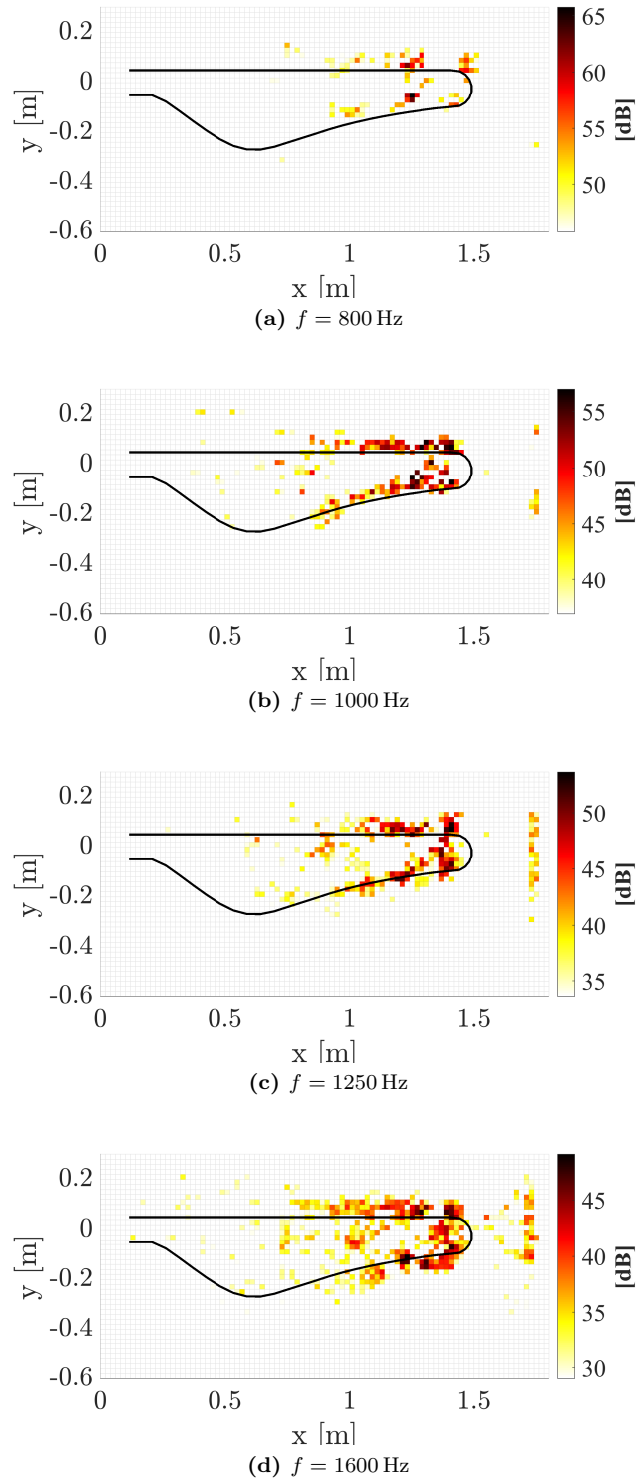


Figura 5.22: Mappe acustiche per modello originale, $\Omega = 650$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici

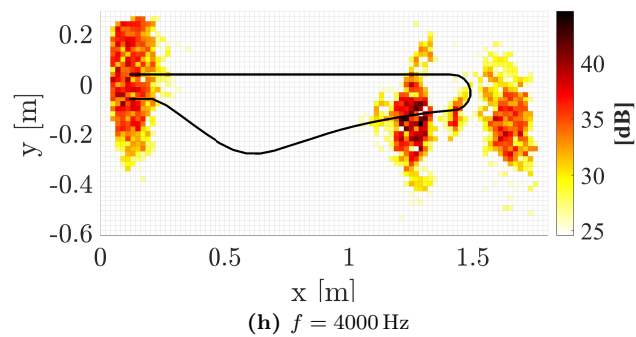
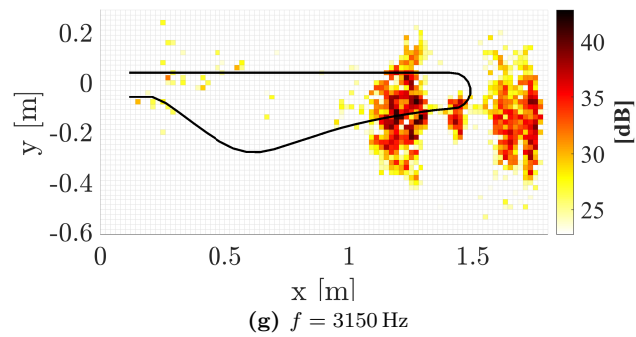
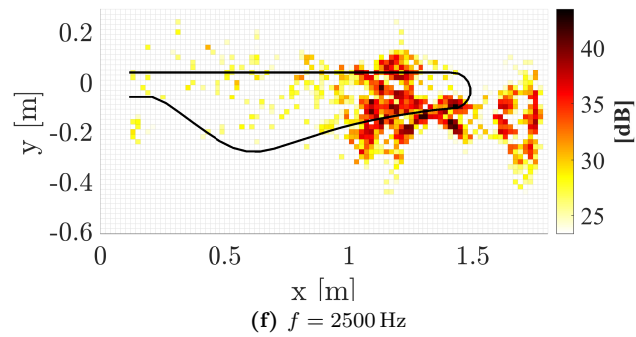
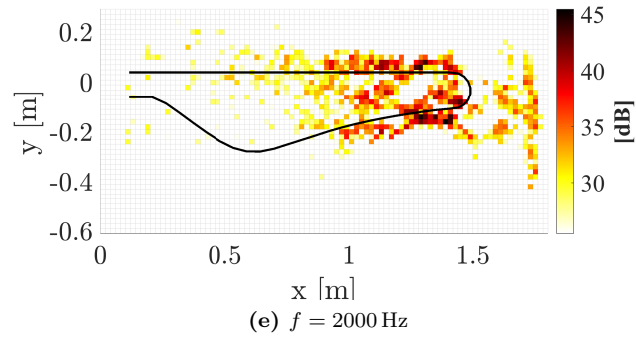


Figura 5.22: Mappe acustiche per modello originale, $\Omega = 650$ RPM.

5.6.2 Risultati dei modelli con appendici

Prima di proseguire con le prove del modello con appendici, è stata ripetuta l’acquisizione del rumore di fondo, dal momento che le operazioni di installazione delle appendici hanno comportato lo slittamento delle prove ad un secondo momento della giornata in cui le condizioni esterne potevano essere cambiate. Come in precedenza, si riporta in Figura 5.23 lo spettro del rumore di fondo per bande di 1/3 d’ottava, sempre da un’acquisizione di 15 s. Il livello equivalente di pressione sonora globale misurato è di 45.7 dB.

Come per il modello originale, i test hanno previsto la misura simultanea tra tutti gli strumenti in campo, effettuando l’acquisizione del segnale per una durata di 7.5 s alla frequenza di 102 400 Hz, sempre al variare della velocità dei modelli. Per non appesantire la trattazione, vengono riportati i risultati relativi alle sole velocità di rotazione di 300 RPM e 500 RPM.

Modello con appendice DS Si parta dall’analisi delle emissioni globali del modello con appendice DS (a dentatura stretta) in test a 300 RPM. Dai livelli sonori riportati in Figura 5.24a si ritrova un andamento piuttosto simile a quello visto per il modello originale. Si nota la tendenza decrescente del livello di pressione sonora con la frequenza, con un appiattimento attorno ai 1600 Hz dovuto al contributo energetico dell’emissione del motore elettrico che per tali velocità è ancora distinguibile al di sopra dei livelli alle altre frequenze. Nella parte alta dello spettro i livelli tendono nuovamente a salire. Il livello SPL equivalente complessivo a 300 RPM si attesta sui 85 dB.

Esaminando le mappe acustiche di Figura 5.26, i risultati dell’algoritmo di localizzazione non propongono sorgenti chiaramente distinguibili, come nel caso precedente. Nella banda $f = 1000$ Hz compaiono due forti sorgenti verso l’estremità della pala, una sul bordo d’entrata l’altra su quello di coda che si estende lungo l’appendice dentata fino circa $x = 1.1$ m. Mentre altri gruppi di sorgenti di minore intensità si individuano al centro del modello, per $x < 1$ m.

A $f = 1600$ Hz la sorgente principale è quella che si instaura verso la punta del modello. Si nota invece un’importante contributo fornito ancora una volta dal motore, che si riflette in una zona di emissione abbastanza estesa attorno la posizione del mozzo ($R = 0$).

Aumentando la frequenza è sempre più evidente l’effetto del vortice d’estremità, che grazie alle velocità non troppo elevate, ha ancora dimensioni contenute, ma comunque superiori al caso di pala originale. Infine alla banda nominale a 4 kHz compare nuovamente la zona di emissione attorno al mozzo della macchina rotante.

Passando al regime di rotazione superiore ($\Omega = 500$ RPM), i livelli sonori registrati sono ovviamente superiori, come si vede in Figura 5.24b: il livello SPL equivalente sale a circa 96.7 dB. In questo caso però la distribuzione

Capitolo 5. Test Acustici

spettrale dell'emissione non presenta un andamento decrescente, anzi i livelli si mantengono sostenuti oltre i 75 dB fino alla banda nominale 200 Hz. Nelle bande intermedie l'andamento è di nuovo decrescente, per poi tornare a salire in maniera importante verso la parte alta dello spettro, arrivando fino a 68 dB nella banda nominale 8 kHz: un valore paragonabile a quello registrato nella stessa banda per il modello originale a 650 RPM.

Prendendo in esame le mappe acustiche di Figura 5.27, già nella banda nominale 800 Hz si riescono ad individuare i gruppi principali di sorgenti sui bordi d'entrata e d'uscita del modello, nella sua parte più esterna. Salendo con le bande di frequenza, si nota che il contributo del motore elettrico a 1600 Hz che prima era ben chiaro, stavolta viene mascherato dall'emissione della punta del modello (si confrontino le Figure 5.26d e 5.27d). È importante sottolineare la comparsa di una sorgente preponderante alla banda immediatamente sopra (2 kHz) di Figura 5.27e, distribuita su gran parte dell'appendice dentata. Alle bande superiori la sorgente predominante è localizzata sulla punta del modello, ma si vede anche una discreta emissione nella parte sinistra dei grafici, ovvero in corrispondenza del mozzo del sistema rotante.

Modello con appendice DL Per l'analisi dei risultati per il modello con appendice DL (a dentatura larga) si procede come sopra, partendo dagli spettri di emissione globale misurati dal fonometro alla velocità di 300 RPM. Nello spettro di Figura 5.25a non si notano particolari differenze rispetto al caso di modello con appendice DS: l'andamento è decrescente con l'aumentare della frequenza; l'emissione estranea del sistema di rotazione si può ancora notare con un lieve aumento di livello nella banda 1600 Hz; alle alte frequenze i livelli si mostrano sostenuti per poi seguire a calare con una certa pendenza. Il livello equivalente complessivo a 300 RPM si afferma a circa 86 dB.

Dalle mappe acustiche di Figura 5.28 si può vedere come nelle prime bande di frequenza considerate, le sorgenti principali siano localizzate in prossimità della punta della pala e si estendano dal bordo d'entrata al bordo d'uscita, in maniera apparentemente omogenea (si vedano le Figure 5.28b e 5.28c).

Dalla banda 2 kHz in su, la sorgente viene individuata ancora nei pressi della punta del modello, ma solo dalla parte del bordo d'uscita ed in corrispondenza dell'attacco delle appendici.

Aumentando il regime di rotazione a 500 RPM, la situazione dal punto di vista dello spettro di emissione globale (riportato in Figura 5.25b) non è dissimile da quella del modello precedente nelle stesse condizioni di lavoro. I livelli di pressione sonora ottenuti dal fonometro sono in linea con quelli del modello con appendice DS su tutto lo spettro considerato. L'emissione globale registrata a 500 RPM in tal caso è di 97.1 dB.

Dall’esame delle mappe acustiche relative alla velocità di funzionamento di 500 RPM (in Figura 5.29), si può dire che le sorgenti sonore sono ben definite già alle bande di frequenza inferiori, fino a 1250 Hz. Possono essere individuate sui bordi d’attacco e di coda della parte esterna del modello, tra le posizioni $x = 1\text{ m} - 1.4\text{ m}$. All’aumentare della frequenza, le sorgenti preponderanti sono quelle situate sulla punta della pala e mostrano intensità crescente passando dalla banda a 2 kHz a quella a 4 kHz. Si sottolinea, infine, la comparsa di un picco di emissione attorno alla posizione $x = 1.25\text{ m}$ in corrispondenza delle appendici sul bordo d’uscita, relativamente intenso già nella banda 3150 Hz.

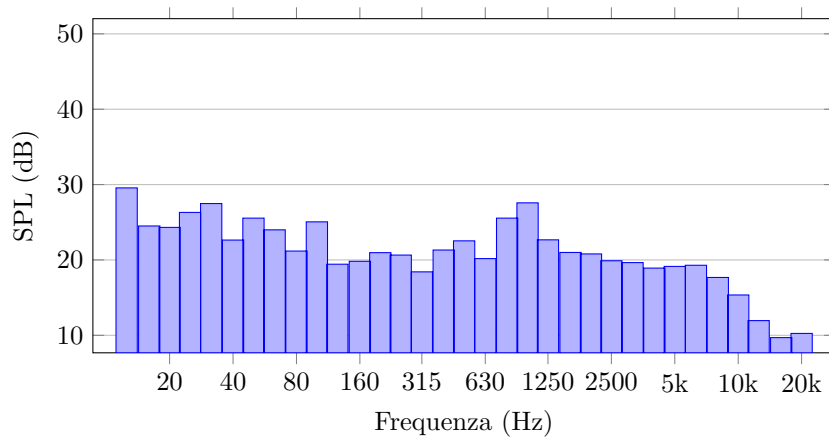


Figura 5.23: Livello di pressione sonora (SPL) del rumore di fondo in camera per le prove sul modello con appendici

5.6.3 Confronto tra modelli con appendici

Il confronto tra i risultati dei singoli test è necessario alla valutazione degli effetti provocati dall’applicazione delle appendici dentate sul modello originale. Tuttavia, sono stati riscontrati importanti effetti macroscopici sulle condizioni di lavoro dei modelli.

1. I modelli con appendice hanno una superficie superiore al modello originale, e per questo motivo soggetti a maggiore emissione: dal momento che c’è più spazio per la formazione di sorgenti sonore.
2. L’angolo di inclinazione delle appendici rispetto al bordo di coda, assieme alla maggiore superficie alare, è responsabile di un maggior carico aerodinamico sulla pala, la quale si trova a lavorare, a parità di velocità di rotazione, ad angoli d’attacco effettivi superiori a quelli di progetto.

Capitolo 5. Test Acustici

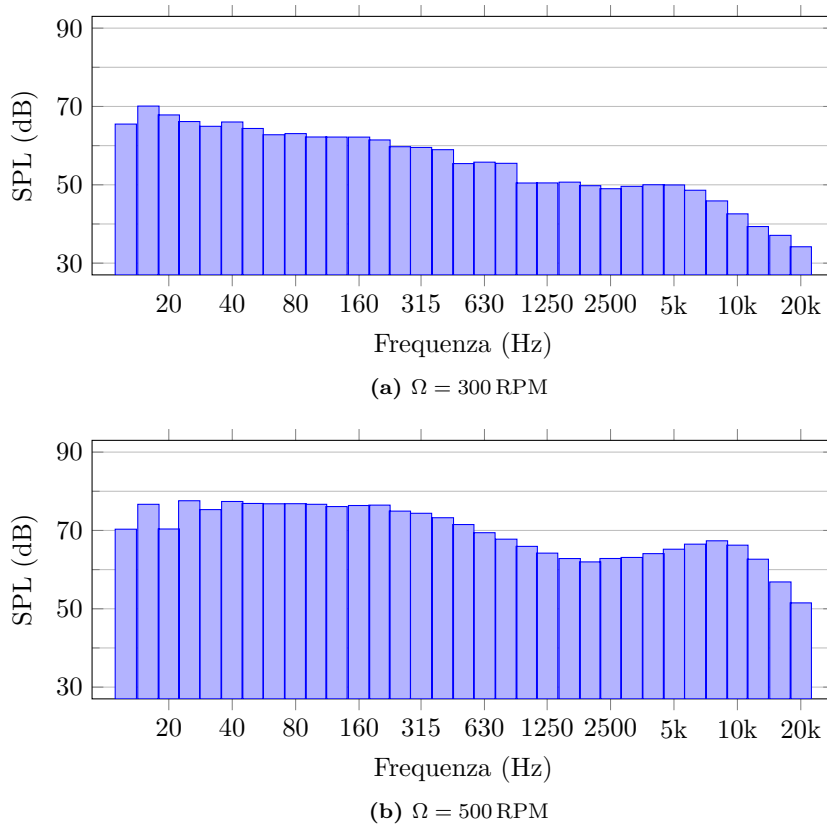


Figura 5.24: SPL per il modello con appendice DS ai vari regimi

Di conseguenza, non è più lecito valutare gli effetti delle appendici in riferimento al modello originale. È però ancora possibile mettere in relazione i due modelli dentati.

Vengono prima riportati ed analizzati i dati delle misure fonometriche per i casi di velocità di rotazione 300 RPM e 500 RPM, in seguito, per entrambi i regimi di rotazione, vengono messe a confronto le mappe acustiche per le bande di frequenza 800 Hz, 1250 Hz e 2500 Hz scelte come rappresentative del fenomeno osservato. In Tabella 5.4 sono riportati i valori numerici degli spettri in bande di 1/3 d’ottava.

Nella Figura 5.30 sono raccolti sullo stesso grafico gli spettri di emissione di entrambi i modelli. L’andamento degli spettri è quasi sovrapponibile, sebbene si possa notare che il modello con appendice DL, rispetto al DS, abbia valori di pressione sonora mediamente superiori di circa 1 dB–2 dB nella gran parte dello spettro misurato, tranne nelle bande tra 400 Hz e 1000 Hz dove i due sono sovrapponibili. La situazione di Figura 5.31 per la velocità di 500 RPM invece non evidenzia differenze degne di nota.

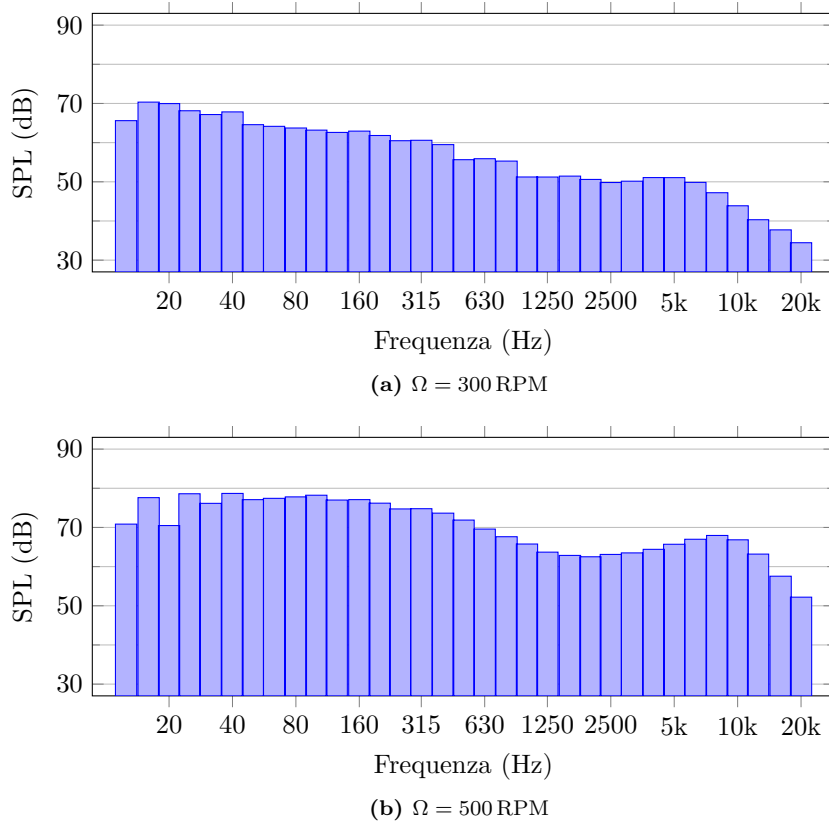


Figura 5.25: SPL per il modello con appendice DL ai vari regimi

Mettendo a confronto le mappe acustiche le differenze tra i due modelli sono più evidenti. Per facilitare la comprensione, i grafici fanno riferimento alle stesse scale cromatiche.

A partire dai dati a 300 RPM, le mappe alla banda nominale 800 Hz di Figura 5.32 non mostrano evidenti differenze tra i due modelli. Le sorgenti appaiono distribuite e non ben definite. In entrambi i casi il picco di emissione è posizionato nelle posizioni $x = 1.3$ m.

Nella banda di frequenza 1250 Hz di Figura 5.33 il modello con appendice DS mostra un gruppo di sorgenti attorno la posizione $x = 1.2$ m, che invece non si ritrovano nel modello DL. Inoltre, le sorgenti più intense che si generano verso la punta, circa ad $x = 1.4$ m, sono meno intense nel caso DS che nel DL.

Per chiudere il caso a 300 RPM, nella banda nominale 2500 Hz, in Figura 5.34, la sorgente predominante è localizzata sul bordo di coda della parte terminale della pala, ma non si notano differenze tra i due modelli.

Valutando la situazione a 500 RPM, già nella banda 800 Hz il modello DS mostra delle sorgenti più distribuite lungo il bordo dentato, come si vede in

Capitolo 5. Test Acustici

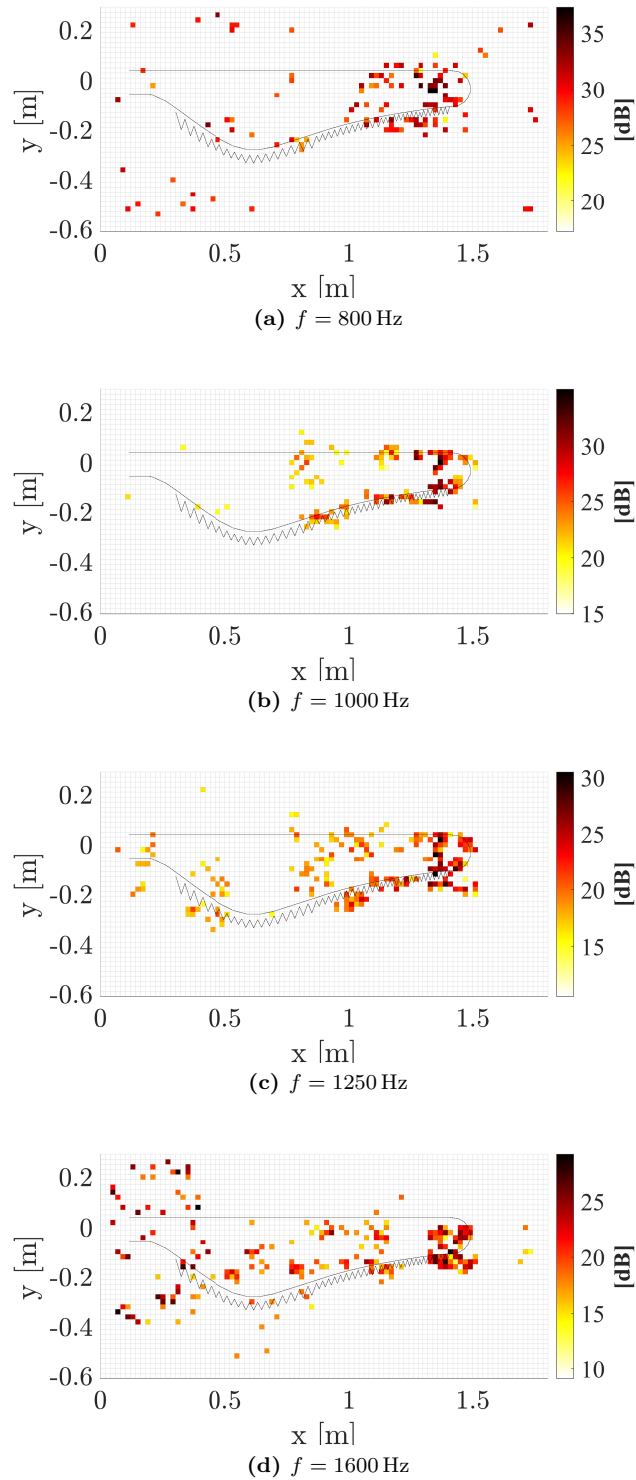


Figura 5.26: Mappe acustiche per modello con appendice DS, $\Omega = 300 \text{ RPM}$.

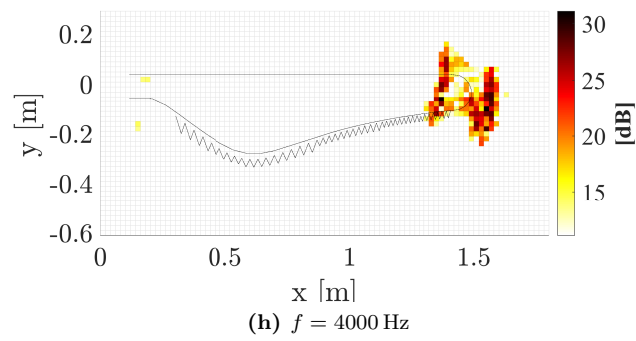
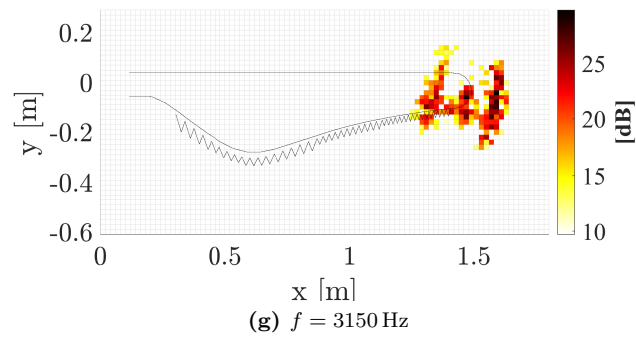
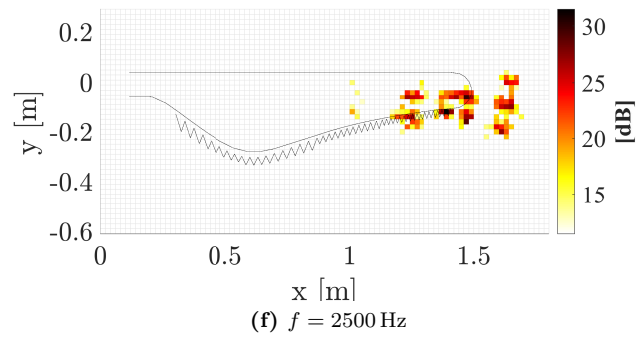
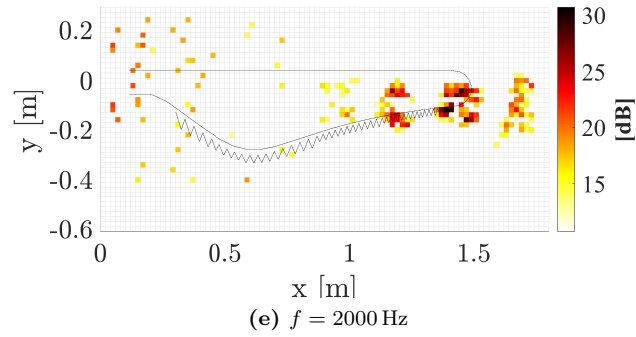


Figura 5.26: Mappe acustiche per modello con appendice DS, $\Omega = 300$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici

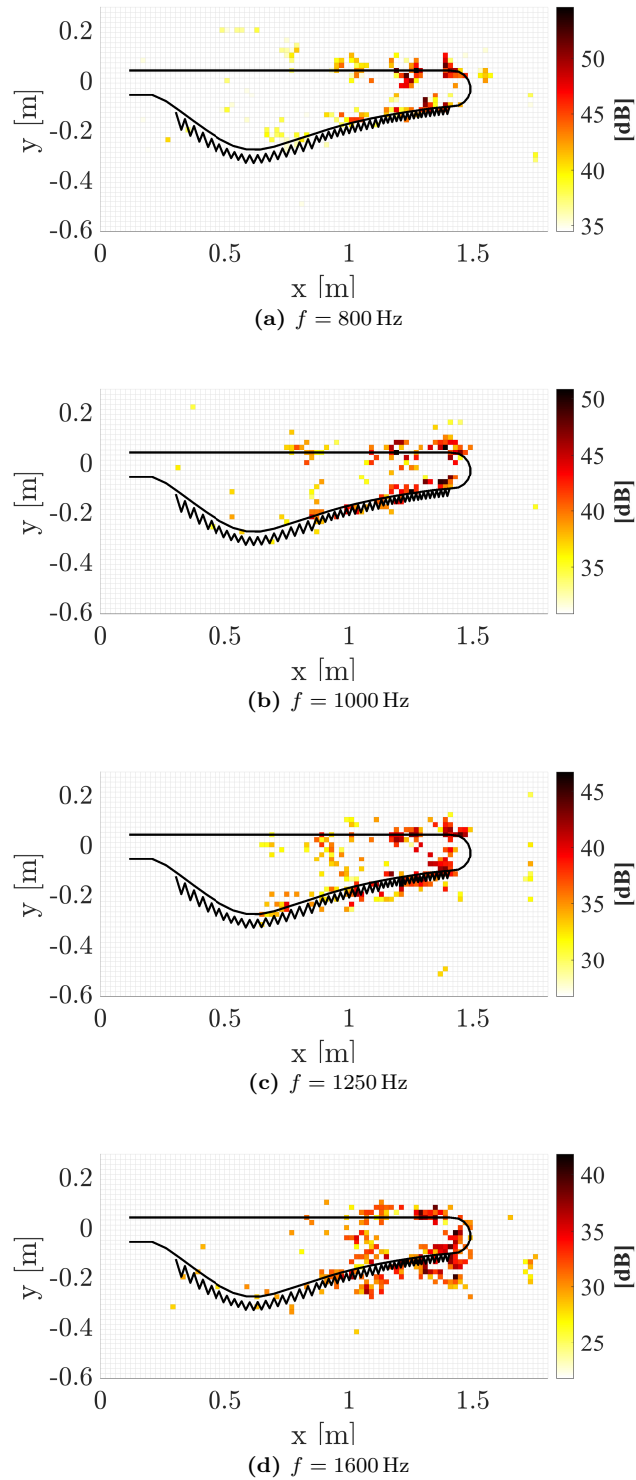


Figura 5.27: Mappe acustiche per modello con appendice DS, $\Omega = 500$ RPM.

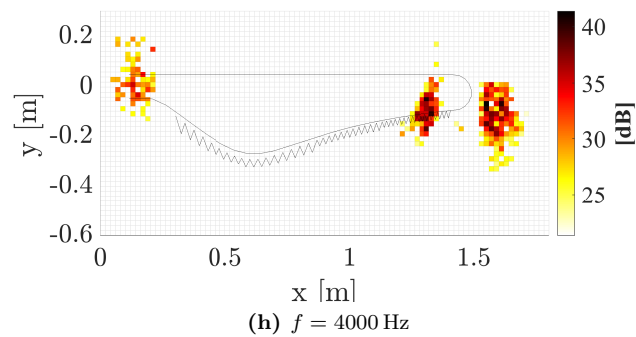
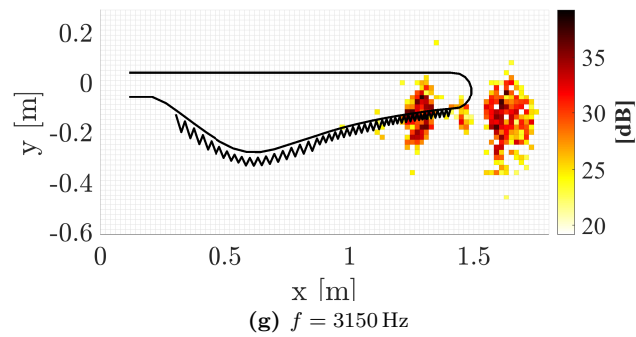
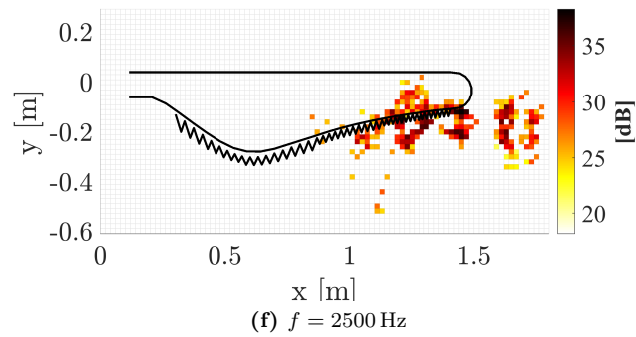
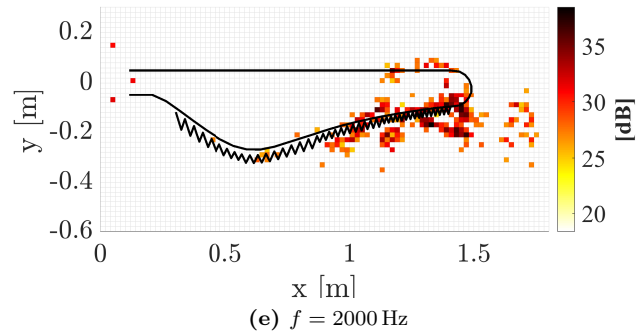


Figura 5.27: Mappe acustiche per modello con appendice DS, $\Omega = 500$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici

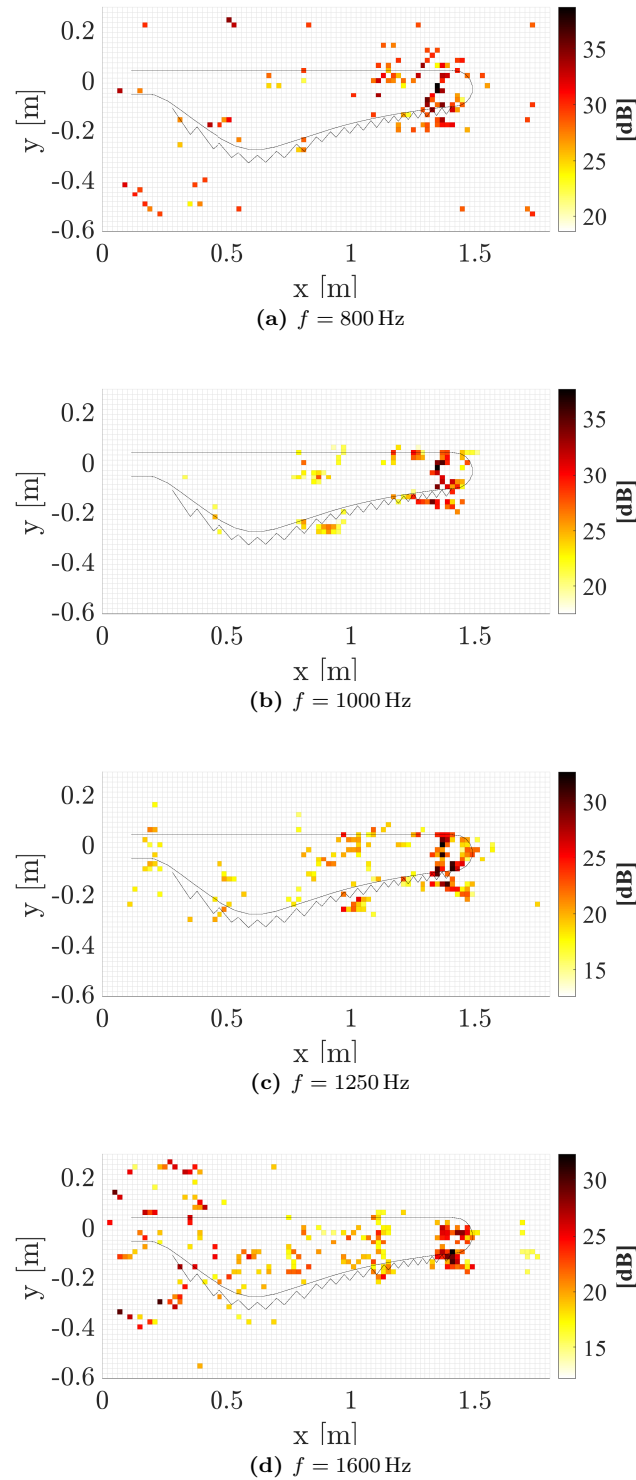


Figura 5.28: Mappe acustiche per modello con appendice DL, $\Omega = 300$ RPM.

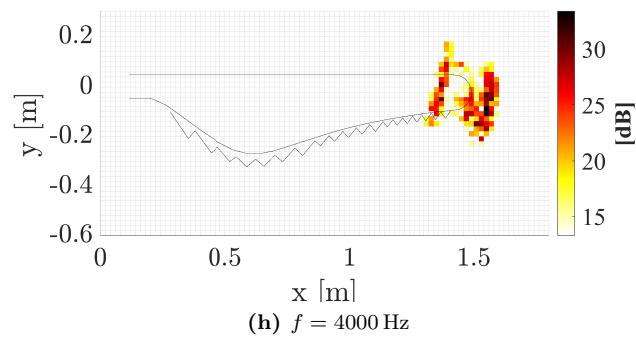
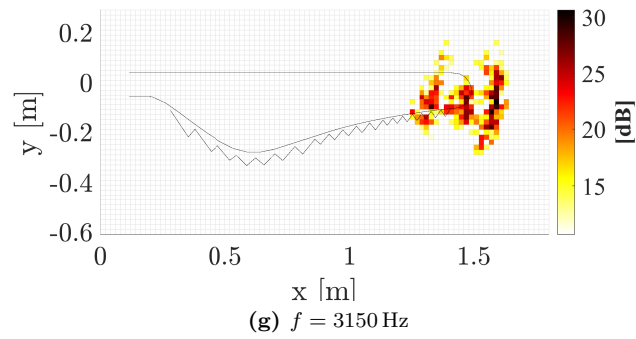
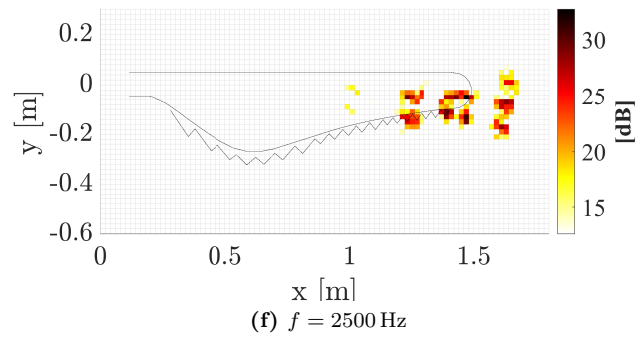
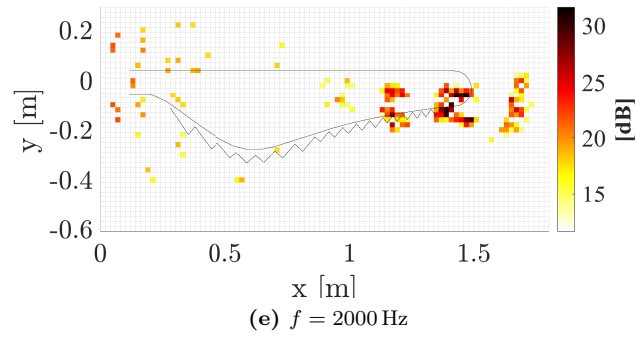


Figura 5.28: Mappe acustiche per modello con appendice DL, $\Omega = 300$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici

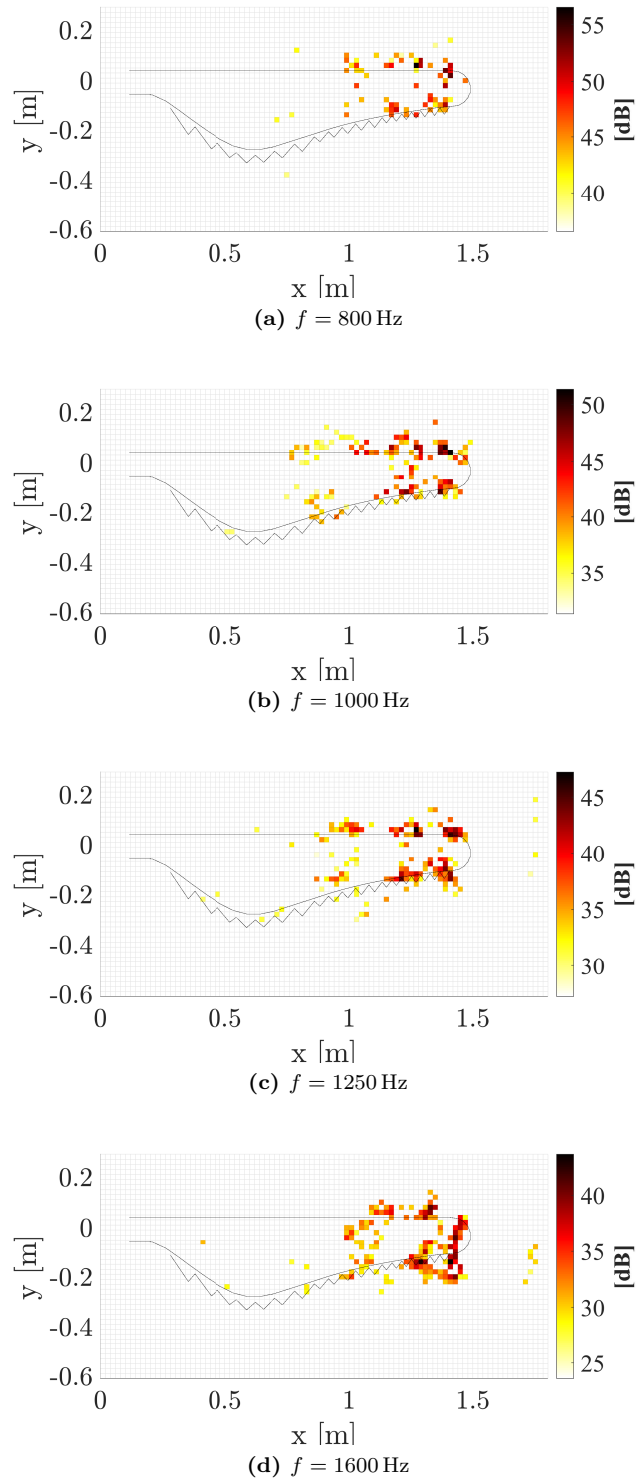


Figura 5.29: Mappe acustiche per modello con appendice DL, $\Omega = 500 \text{ RPM}$.

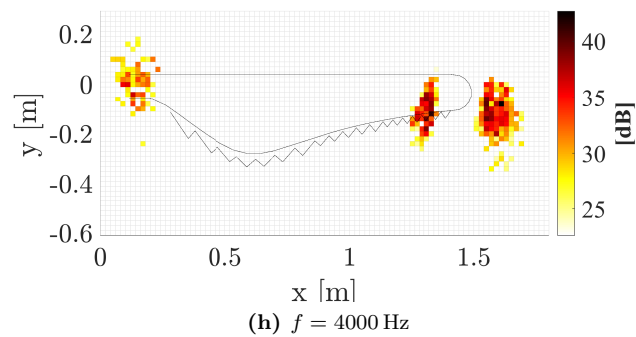
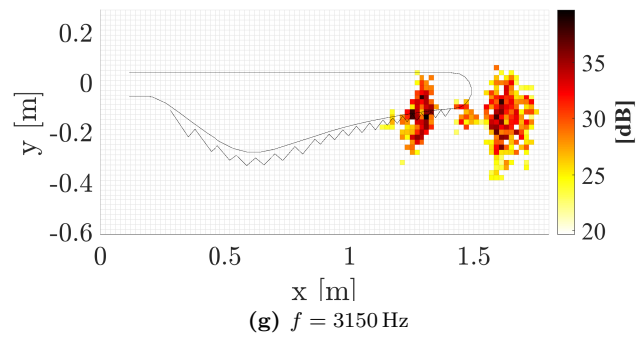
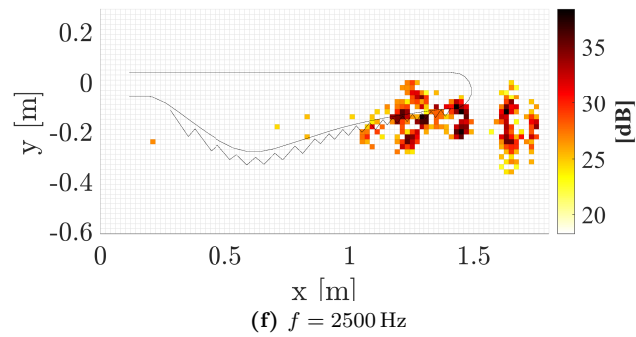
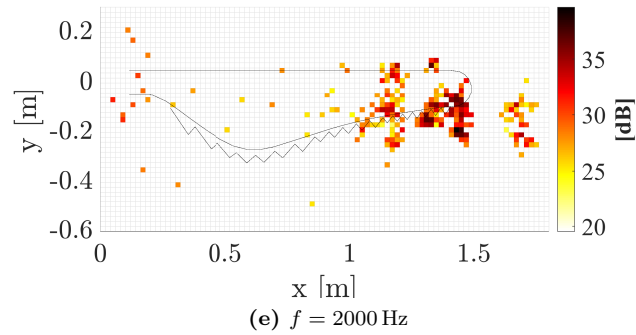


Figura 5.29: Mappe acustiche per modello con appendice DL, $\Omega = 500$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici

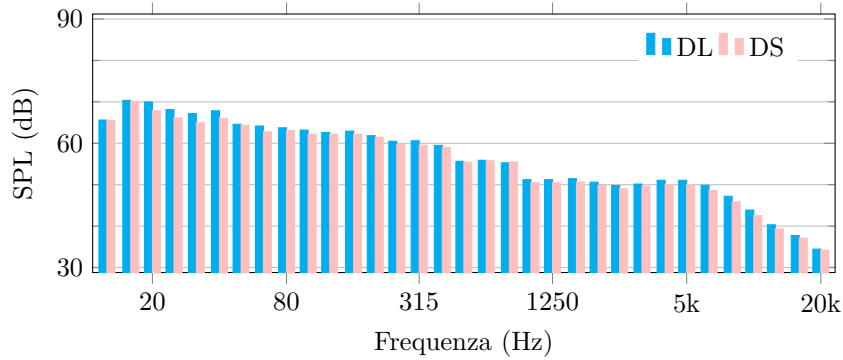


Figura 5.30: SPL in bande di 1/3 d’ottava per i modelli DS e DL, $\Omega = 300$ RPM

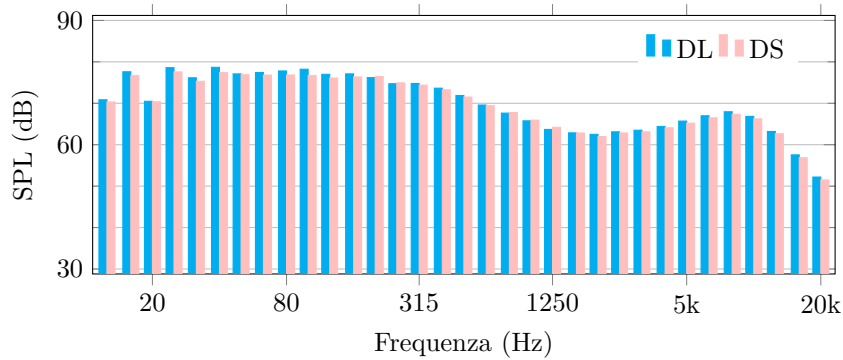


Figura 5.31: SPL in bande di 1/3 d’ottava per i modelli DS e DL, $\Omega = 500$ RPM

Figura 5.35. Oltre a ciò, i gruppi ad $x = 1$ m presenti sul bordo d’entrata e d’uscita, si mostrano meno intense per il modello con appendice DS.

Le mappe di Figura 5.36 per la banda 1250 Hz, mostrano stavolta una sostanziale differenza nella distribuzione delle sorgenti individuate. Il modello con appendice DS presenta una zona di emissione che si estende fino le posizioni $x = 0.7$ m, in particolar modo nella zona interessata dalle dentature.

Infine, nella Figura 5.37 alla frequenza di 2500 Hz le sorgenti si mostrano distribuite su buona parte delle appendici, ma nel caso DS i livelli sono relativamente sostenuti in tutte le posizioni, al contrario del modello con appendice DL che presenta sorgenti più concentrate.

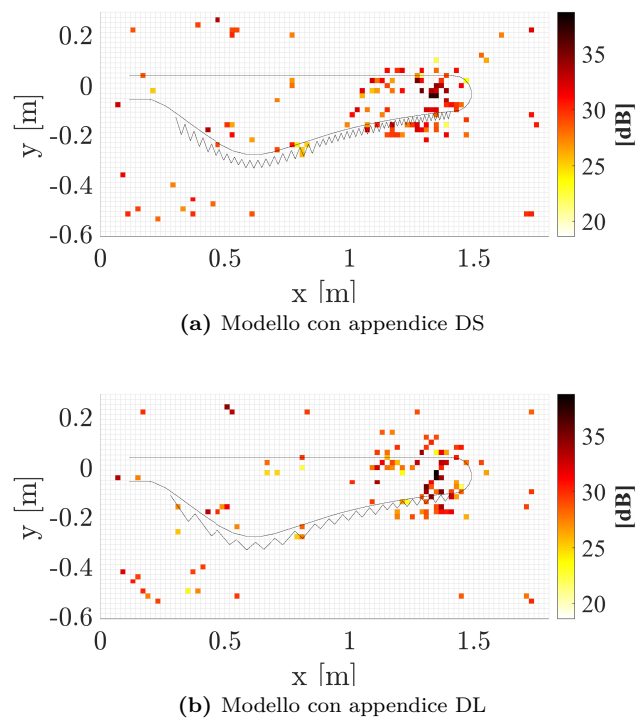


Figura 5.32: Mappe acustiche dei modelli con appendici DS e DL, $f = 800$ Hz, $\Omega = 300$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici

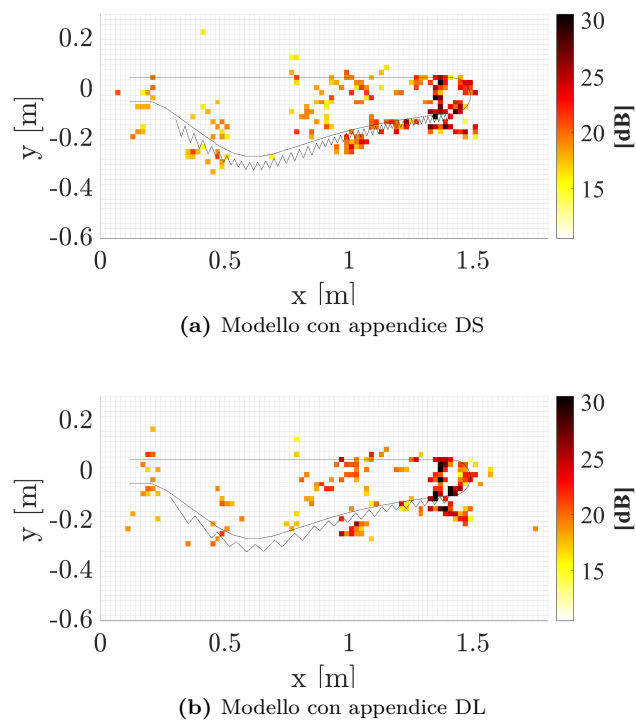
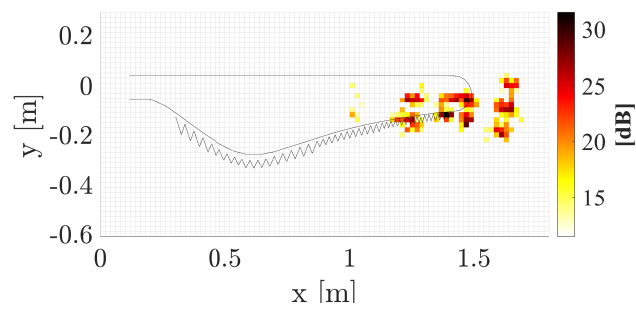
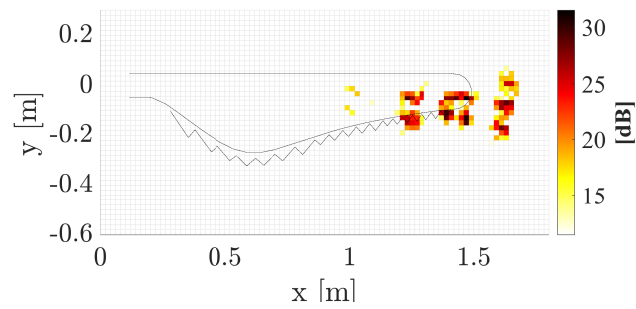


Figura 5.33: Mappe acustiche dei modelli con appendici DS e DL, $f = 1250$ Hz, $\Omega = 300$ RPM.



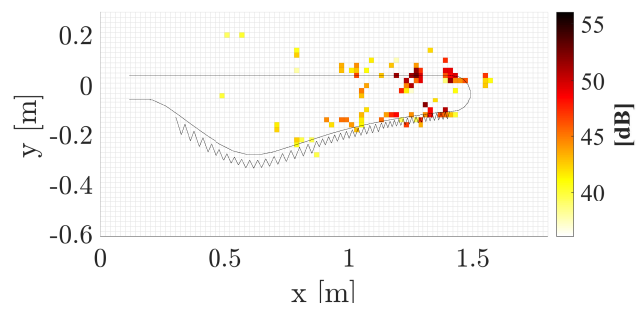
(a) Modello con appendice DS



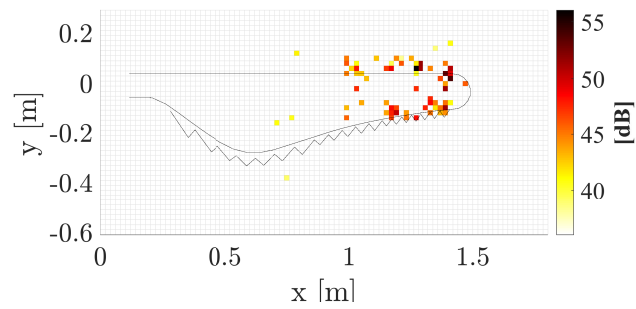
(b) Modello con appendice DL

Figura 5.34: Mappe acustiche dei modelli con appendici DS e DL, $f = 2500$ Hz, $\Omega = 300$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici



(a) Modello con appendice DS



(b) Modello con appendice DL

Figura 5.35: Mappe acustiche dei modelli con appendici DS e DL, $f = 800$ Hz, $\Omega = 500$ RPM.

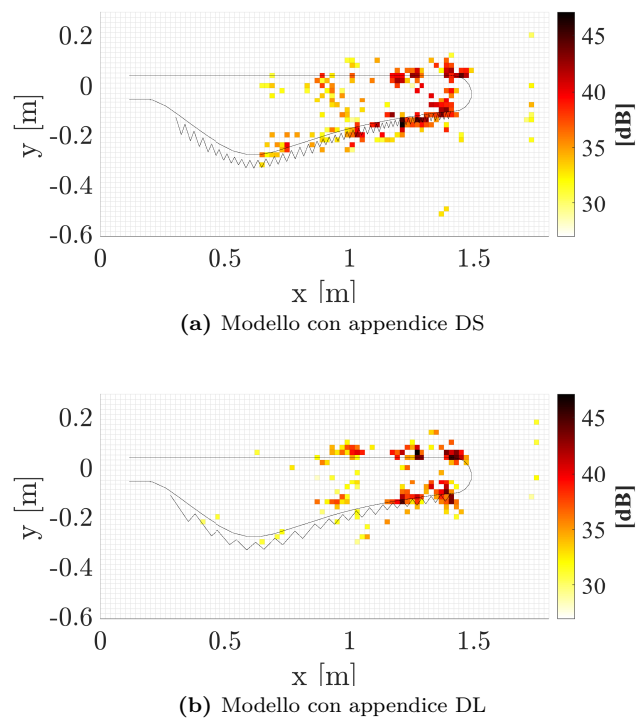
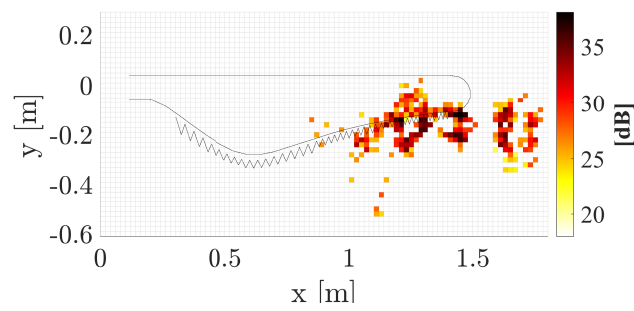
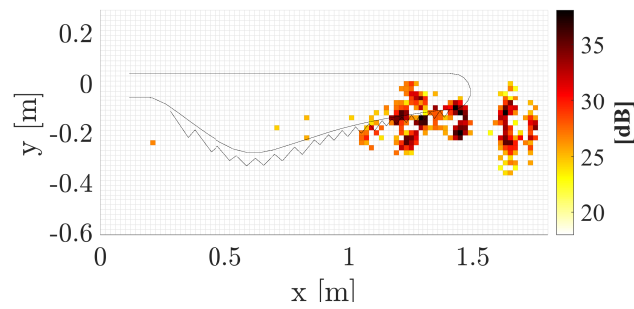


Figura 5.36: Mappe acustiche dei modelli con appendici DS e DL, $f = 1250$ Hz, $\Omega = 500$ RPM.

Capitolo 5. Test Acustici



(a) Modello con appendice DS

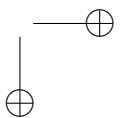
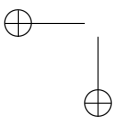
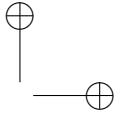
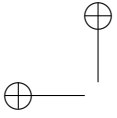


(b) Modello con appendice DL

Figura 5.37: Mappe acustiche dei modelli con appendici DS e DL, $f = 2500$ Hz, $\Omega = 500$ RPM.

Tabella 5.4: Livelli di pressione sonora per i modelli con appendici

Frequenza (Hz)	300 RPM		500 RPM	
	DS (dB)	DL (dB)	DS (dB)	DL (dB)
12.5	65.5	65.6	70.3	70.8
16	70.1	70.3	76.7	77.6
20	67.8	70	70.4	70.5
25	66.2	68.1	77.6	78.6
31.5	64.9	67.2	75.3	76.2
40	66	67.8	77.4	78.7
50	64.4	64.6	76.9	77.1
63	62.8	64.2	76.8	77.4
80	63.1	63.7	76.8	77.8
100	62.2	63.2	76.7	78.2
125	62.2	62.6	76.1	77
160	62.2	62.9	76.4	77.1
200	61.5	61.8	76.5	76.2
250	59.7	60.5	74.9	74.7
315	59.5	60.6	74.4	74.8
400	59	59.5	73.2	73.6
500	55.4	55.6	71.5	71.9
630	55.8	55.9	69.4	69.6
800	55.5	55.3	67.8	67.6
1000	50.5	51.2	65.9	65.8
1250	50.5	51.2	64.2	63.7
1600	50.7	51.5	62.8	62.9
2000	49.8	50.6	62	62.5
2500	49	49.8	62.8	63.1
3150	49.6	50.2	63.1	63.5
4000	50	51.1	64.1	64.4
5000	50	51.1	65.2	65.7
6300	48.6	49.9	66.5	67
8000	45.9	47.2	67.4	68
10 000	42.6	43.9	66.2	66.8
12 500	39.4	40.3	62.7	63.2
16 000	37.1	37.7	56.9	57.5
20 000	34.2	34.4	51.5	52.2



Capitolo 6

Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Nella prossima fase di transizione energetica, l’accumulo di energia elettrica giocherà un ruolo cruciale. Assieme all’incremento della produzione di potenza solare ed eolica, permetterà una decisa decarbonizzazione nei segmenti chiave del mercato energetico.

Il settore elettrico ha compiuto progressi concreti verso la decarbonizzazione, grazie soprattutto ad una rapida caduta dei costi delle tecnologie rinnovabili degli ultimi anni. Tuttavia, viene richiesta un’ulteriore spinta alla distribuzione di potenza da fonte rinnovabile. Non solo, è necessario dare una accelerata al processo di decarbonizzazione degli utilizzatori finali (*end-user*), come per il consumo diretto di energia nelle industrie, per i trasporti e a livello residenziale, aree dove esistono ancora gravi lacune.

Tutto ciò ha messo in risalto il significativo potenziale dell’accumulo elettrico nel facilitare la profonda conversione del settore. Un accumulo basato su tecnologie ad alto tasso di innovazione permetterà una maggiore flessibilità del sistema, caratteristica chiave per il supporto di una crescente diffusione delle fonti di energia rinnovabile non programmabile, come il solare e l’eolico (*Variable Renewable Energies*, VRE). Più direttamente, lo stoccaggio elettrico renderà possibile la crescita del settore della mobilità elettrica, garantirà lo sviluppo di sistemi solari domestici completamente off-grid e darà supporto a mini-reti elettriche totalmente servite dalle energie rinnovabili.

Dal momento che le VRE cresceranno ad un ritmo sostenuto, il sistema elettrico richiederà maggiore flessibilità. Ad alti livelli di diffusione delle VRE, l’energia dovrà essere immagazzinata per giorni, settimane o addirittura mesi. Fornendo questi servizi essenziali, l’accumulo elettrico potrà assicurare la profonda decarbonizzazione del sistema elettrico e la trasformazione dell’intero settore energetico [58].

Gli odierni sistemi elettrici richiedono già una serie di servizi ancillari per assicurare un’operatività affidabile. Domanda ed offerta devono essere bilanciate in tempo reale al fine di garantire la qualità della fornitura (per esempio,

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

mantenere un costante livello di tensione e frequenza), evitare danni agli apparati elettrici e mantenere la copertura di tutti gli utenti. Tutte le reti elettriche richiedono un certo grado di flessibilità, che permette agli operatori di reagire alle improvvise variazioni di domanda o a brusche interruzione di produzione da parte delle grandi stazioni, e quindi la capacità di ristabilire l’equilibrio del sistema. Negli attuali sistemi elettrici, la produzione da fonte solare ed eolica ha ancora un impatto limitato. Ma all’aumentare della loro diffusione, i sistemi avranno bisogno non solo di servizi più flessibili, ma potenzialmente di un differente mix a favore delle capacità di rapida risposta dell’accumulo elettrico.

L’Agenzia Internazionale per l’Energia Rinnovabile, IRENA, ha analizzato gli effetti della transizione energetica da qui al 2050 in occasione di un recente studio condotto per il G20. Si stima che per quella data oltre l’80 % dell’elettricità mondiale potrà derivare da fonti rinnovabili, contro il 23 % del 2015. Il solare fotovoltaico e l’eolico, a quel punto, potranno pesare per il 52 % della generazione totale. La crescita molto rapida della capacità produttiva da fonte solare ed eolica è significativa per l’operatività del sistema elettrico. In termini di capacità, questo significa una variazione nel bilancio tra capacità distribuibile e quella non pronta alla fruizione diretta, con quest’ultima in crescita oltre la metà del totale. Questo richiederà un approccio differente nella gestione del sistema elettrico.

L’accumulo elettrico sarà al cuore della transizione energetica, fornendo servizi lungo tutta la catena della rete elettrica fino all’utilizzatore finale, riducendo i vincoli nella trasmissione e sopperendo ai maggiori investimenti nelle infrastrutture. Il risultato sarà la possibilità per i consumatori di contenere le bollette, riducendo gli oneri per il consumo nei periodi di picco ed incrementando l’auto-consumo, ad esempio da generatori fotovoltaici sui tetti delle abitazioni. Dato l’alto tasso di diffusione della generazione solare ed eolica previsto per le prossime decine di anni (dal 2030 in poi), il bisogno di accumulo energetico di lungo termine diverrà cruciale per la compensazione delle fluttuazioni di produzione giornaliera, settimanale o mensile. Ciò richiama, assieme ad un’alta flessibilità del sistema, tecnologie di stoccaggio di basso costo energetico e tasso di scarica, come l’accumulo idrico, o altre soluzioni innovative per immagazzinare elettricità in maniera economica e per lunghi periodi. Questo fornisce il giusto sprono ad uno sviluppo tecnologico per lo stoccaggio, che deve però avvenire oggi. Le ricerche e gli sviluppi nei prossimi anni fino al 2030 sono pertanto vitali ad assicurare che le future soluzioni siano disponibili, di dimostrata funzionalità e pronte ad essere replicate in larga scala se richiesto.

Un’altra area dove le rinnovabili si stanno espandendo è la fornitura di servizi energetici a coloro che non hanno accesso alla rete. I costi in discesa del solare fotovoltaico e dell’illuminazione a LED hanno portato ad una rapida crescita dell’uso di sistemi solari domestici e delle lampade a basso consumo, così co-

me ad un aumento delle micro-reti su base fotovoltaico. Queste micro-reti, si stima, siano fonte di accesso elettrico a circa 60 milioni di persone in Africa (il 10 % della popolazione off-grid, il 5 % sul totale). In Asia gli stessi sistemi permettono l’accesso elettrico a 300 milioni di persone.

Le batterie forniscono già supporto agli impianti fotovoltaici domestici, mentre laddove la presenza di generatori fotovoltaici è povera, garantiscono un’operatività stabile alle micro-reti. Dal momento che i loro prezzi sono in discesa, le batterie hanno fatto aumentare la presenza del fotovoltaico in rete. Questo ha ridotto il costo del combustibile non solo nelle reti off-grid, ma anche in ogni rete isolata che sinora aveva fatto affidamento sulla generazione diesel, come le isole o le zone remote.

Nel 2014 IRENA ha lanciato una *road-map* globale sulle energie rinnovabili [59] con lo scopo di segnare la via verso il raddoppio della penetrazione delle fonti rinnovabili nel mix energetico globale dal 2030. L’analisi di IRENA suggerisce che i piani energetici nazionali potrebbero incrementare la presenza di rinnovabili nella generazione annuale di potenza dal 22 % del 2014 al 27 % del 2030. Tuttavia, i risultati indicano altresì che i piani esistenti sottostimano la crescita in atto di questo mercato, specialmente per le fonti rinnovabili variabili (VRE), solare ed eolico. Di conseguenza, le linee guida IRENA rivelano l’opportunità di rendere disponibile ulteriori 800 GW di produzione da fonte solare fotovoltaica e 550 GW da fonte eolica tra il 2010 ed il 2030.

Se i Paesi aderissero alle linee guida, la penetrazione delle rinnovabili nel settore della generazione elettrica potrà incrementare di oltre il 40 % dal 2030. Per le sorgenti non programmabili la penetrazione potrà incrementare dal 3 % del 2014 al 20 % del 2030. Inoltre, quasi la metà della potenza da fotovoltaico disponibile potrà essere raggiunta in maniera distribuita fin nei settori residenziali e commerciali, sia a livello urbano che rurale. Tuttavia, i Paesi che considerano la transizione verso un sistema di potenza basato sulle rinnovabili tra ora ed il 2030, devono guardare attentamente alle opzioni di accumulo energetico. I sistemi di accumulo non dovrebbero essere considerati fini a se stessi, piuttosto come un modo di supportare la creazione di un settore di potenza pulito, affidabile, efficiente ed economico, facilitando il dispacciamento e l’integrazione delle rinnovabili.

Queste considerazioni si applicano a Paesi che possono essere raggruppati in tre categorie.

1. Paesi con VRE che eccedono il 30 %, ma con più alte ambizioni.
2. Paesi con presenza di rinnovabili oltre il 20 %, ma con infrastrutture di rete limitate.
3. Isole, o Paesi che includano isole, e Paesi con sistemi di potenza off-grid remoti.

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

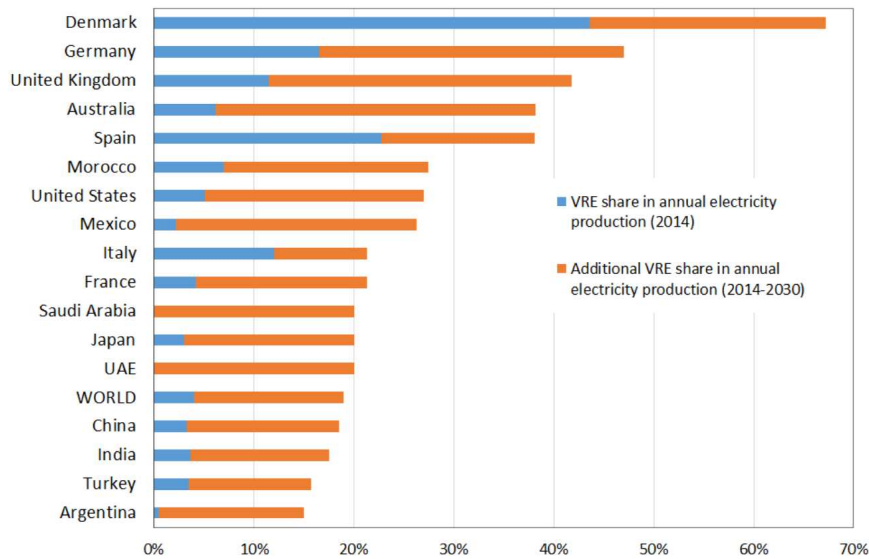


Figura 6.1: Penetrazione annuale di VRE in risposta alle linee guida IRENA [59]

Fino al 2030, il numero di Paesi nella prima categoria sarà limitato: questa include l’Australia, la Danimarca, la Germania e il Regno Unito, la Spagna ed alcune regioni americane. Il numero di Paesi della seconda categoria sarà anch’esso limitato, alcuni esempi sono l’India, l’Italia ed il Giappone. I Paesi della terza categoria faranno parte del gruppo più vasto, e comprendono già molti dei 50 piccoli Paesi-isola in via di sviluppo che hanno piani ambiziosi per muovere il loro settore energetico verso le fonti rinnovabili. Per esempio, Paesi come la Repubblica Dominicana, le Isole Fiji, le Maldive, le Isole Samoa o le Isole Salomone stanno cercando l’obiettivo di una penetrazione delle energie rinnovabili di almeno il 50% prima del 2030. Questa categoria include anche alcuni stati dell’Africa sud-sahariana ed altre regioni dove i sistemi energetici isolati a fonte rinnovabile possono fornire l’accesso elettrico nelle aree rurali.

Per di più, il costo della generazione di potenza da fonte rinnovabile è diminuito così tanto che il fotovoltaico e l’eolico sono divenuti più economici dei generatori diesel tradizionalmente utilizzati per supportare le isole e le comunità remote. L’accumulo potrà permettere la fornitura elettrica notturna o durante i periodi di mancanza di vento o di sole.

Per questi tre gruppi, la crescente partecipazione delle rinnovabili nella rete richiederà una rivalutazione dei futuri sistemi di potenza. L’IRENA stima che saranno necessari 150 GW di accumulo in batterie e 325 GW di accumulo idroelettrico per raddoppiare la diffusione della generazione di potenza da fonte rinnovabile a partire dal 2030.

Le tecnologie di accumulo energetico forniscono nuove opportunità e possono

6.1. *Le funzioni dell’accumulo*

giocare un ruolo significativo nella ristrutturazione del sistema elettrico. Le previsioni indicano che i sistemi di accumulo dovrebbero essere un’opzione largamente disponibile per enfatizzare l’integrazione di un’elevata penetrazione di generazione VRE. Le loro funzioni includeranno il supporto all’integrazione locale delle rinnovabili nella rete di distribuzione, il supporto all’infrastruttura di rete per il bilancio della potenza delle rinnovabili, e il supporto all’auto-produzione e auto-consumo di energia rinnovabile da parte degli utenti.

Concludendo, le future azioni a sviluppo delle tecnologie di accumulo energetico dovranno rientrare nelle cinque aree prioritarie indicate da IRENA.

1. **Analisi del sistema** potrà aiutare la valutazione opportuna del ruolo dell’accumulo in differenti segmenti del settore di potenza;
2. **Accumulo in isola o aree remote** sarà rilevante per un gran numero di Paesi della terza categoria. Questo è l’aspetto più imminente dove l’accumulo elettrico può supportare la produzione rinnovabile;
3. **Accumulo al consumatore** sarà importante nei Paesi dove i prezzi dell’elettricità domestica sono alti in paragone con il costo della produzione fotovoltaica;
4. **Accumulo al produttore** sarà fondamentale nei Paesi delle categorie prima e terza;
5. **Accumulo nelle reti di trasmissione e distribuzione** sarà cruciale per quei Paesi che baseranno la transizione del sistema elettrico sulle rinnovabili ma presentano ancora limitazioni alle infrastrutture, ovvero quelli della seconda categoria. L’accumulo idroelettrico è una tecnologia chiave in quest’area, ma sistemi avanzati ad aria compressa sono in fase dimostrativa. Tecnologie di accumulo distribuito e di piccole dimensioni sono di interesse per supportare le reti locali laddove c’è un’alta penetrazione di rinnovabili non programmabili.

6.1 Le funzioni dell’accumulo

L’accumulo di energia è una strategia chiave nel mitigare diverse criticità proprie della rete elettrica, causate dalla variabilità ed aleatorietà del carico.

I sistemi di accumulo di energia elettrica possono essere impiegati in molteplici applicazioni, alcune delle quali richiedono “prestazioni in potenza”, altre “prestazioni in energia”. Nella prima categoria i sistemi devono essere in grado di scambiare elevate potenze in breve tempo, da frazioni di secondo a qualche decina di secondi, mentre nella seconda si richiede di scambiare potenze

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

relativamente basse in maniera continuativa per intervalli temporali che possono arrivare anche a diverse ore. In entrambe le situazioni, molte applicazioni implicano la necessità per i sistemi di accumulo di potersi allineare ai valori di tensione richiesti o di commutare tra le fasi di carica e scarica in tempi relativamente rapidi.

Nel prossimo futuro, in previsione di una sempre più ampia partecipazione delle fonti rinnovabili non programmabili (VRE) nella generazione di potenza, le funzioni dei sistemi di accumulo includeranno il supporto all’integrazione della generazione locale da fonte rinnovabile nel sistema di distribuzione, il supporto alle infrastrutture della rete nel bilancio tra le varie produzioni da VRE, ed il supporto all’auto-produzione e auto-consumo da parte delle utenze.

I benefici apportati al sistema elettrico interessano tutti i livelli della rete, dalla generazione alla trasmissione e distribuzione (T&D) sino alla singola utenza. Le principali funzioni asservite dai sistemi di accumulo attualmente operativi nei diversi settori sono sintetizzate nella Tabella 6.1, e sono oggetto di interesse da parte dei soggetti che partecipano al mercato elettrico.

Va sottolineato però, che per buona parte delle funzioni descritte in questa sezione, tali sistemi rappresentano una soluzione alternativa o complementare ad altre tecniche più convenzionali e quindi generalmente più affidabili: ad esempio, l’impiego di sistemi di accumulo per evitare le congestioni è utile tanto quanto lo è l’ampliamento della rete elettrica.

Tabella 6.1: Servizi forniti dai sistemi di accumulo nella rete elettrica

Settore	Servizio
Generazione	Time-Shift e Peak shaving
	Integrazione fonti rinnovabili non programmabili Riserve di rete
T&D	Regolazione primaria, secondaria e terziaria
	Black Start
	Supporto di tensione Gestione delle congestioni
Utenza	Gestione fattore di utilizzo e differimento capitale
	Qualità del servizio
	Affidabilità del servizio
	Home Energy Management

Time-Shift e Peak-Shaving

Per *Time-Shift* (o disaccoppiamento temporale) si intende l’acquisto o l’utilizzo di energia elettrica per l’accumulo nei momenti di eccesso di produzione

6.1. Le funzioni dell'accumulo

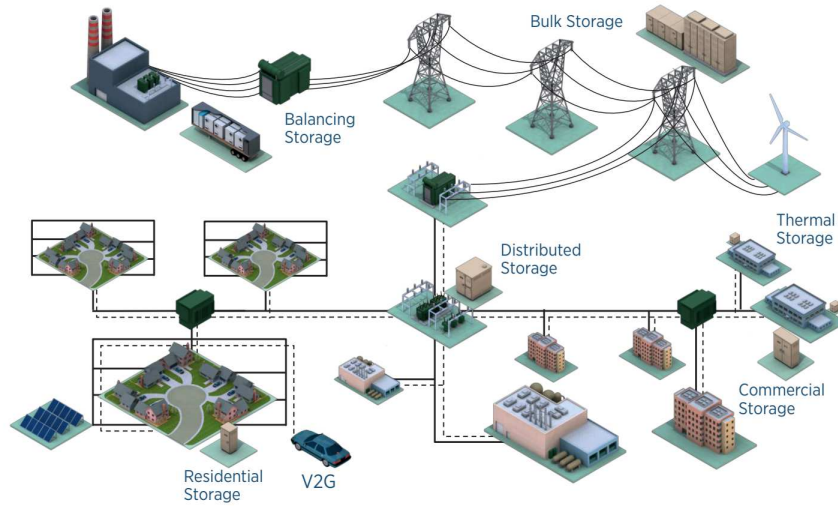


Figura 6.2: Potenziali applicazioni di accumulo elettrico nella rete [59]

rispetto al carico e la successiva immissione in rete nei momenti di maggior richiesta.

Tale attività si preferisce quando il rendimento del sistema di accumulo è maggiore del rapporto tra il prezzo di acquisto dell'energia elettrica sul mercato e quello successivo di vendita (considerando i costi di costruzione e gestione). In altre parole, si richiede che i sistemi di accumulo, per non essere eccessivamente penalizzati sul bilancio economico, abbiano un'efficienza del ciclo carica-scarica almeno superiore a 65 – 70%.

Il time-shift è stato introdotto da quando l'energia elettrica viene prodotta in quota preponderante da grandi centrali termoelettriche a ciclo Rankine, caratterizzate da elevatissimi transitori di funzionamento, e quindi incapaci di seguire la variabilità della curva di carico, a meno di una grave perdita di rendimento nelle fasi di regolazione ed ancor più in accensione e spegnimento. L'evoluzione del parco elettrico in cui circa il 32% della produzione proviene da impianti cogenerativi, eolici e fotovoltaici (non programmabili), ha portato un incremento della variabilità del prezzo dell'energia e di conseguenza una maggior difficoltà nella gestione economica del time-shift, aumentandone l'importanza.

Questa tecnica può risultare conveniente anche per il gestore della rete, interessato a garantire il minimo prezzo dell'elettricità ed evitare il rifiuto di energia rinnovabile prodotta (che dovrebbe comunque remunerare), in un contesto in cui la privatizzazione e la liberalizzazione della produzione elettrica consentirà la presenza di molti piccoli produttori sulla rete con conseguente maggiore disordine nella distribuzione e il rischio di più frequenti congestioni e sovrac-

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

carichi di alcune linee. In questi contesti risulterà conveniente l’installazione di sistemi in grado di consentire un disaccoppiamento temporale a monte o a valle di queste linee, rinviando un più lungo e costoso lavoro di ampliamento delle stesse.

Dal punto di vista tecnico, oltre all’ottimizzazione dell’esercizio degli impianti termoelettrici, i vantaggi principali della tecnica del time-shift sono:

- Aumento dell’efficienza;
- Riduzione di stress meccanici, costi di esercizio, emissioni;
- Aumento della vita utile dell’impianto;
- Riduzione delle fasi di arresto e riavvio;
- Riduzione delle rampe di carico degli impianti termoelettrici;
- Riduzione dell’inserimento degli impianti di copertura del picco di domanda.

Con *Peak-Shaving* si intende quel “servizio di potenza” per cui il sistema di accumulo eroga energia per un breve periodo di tempo nei momenti di picco del carico giornaliero, permettendo di mantenere più regolare l’erogazione di potenza da parte dei generatori tradizionali del sistema.

Si tratta di una tecnica del tutto speculare a quella del *Load-Levelling* utilizzata nell’ambito dei “servizi di energia”: la differenza sta nella capacità di accumulo richiesta e nei tempi di intervento. In questo caso si tratta di capacità di fornitura energetica che vanno dalla giornata intera fino a qualche settimana. In Figura 6.3 sono messe a confronto le due tipologie di funzionamento.

Riserve di rete

A seconda delle circostanze, in una data rete elettrica, i sistemi di accumulo possono rinviare e/o ridurre la necessità di acquistare nuove stazioni di

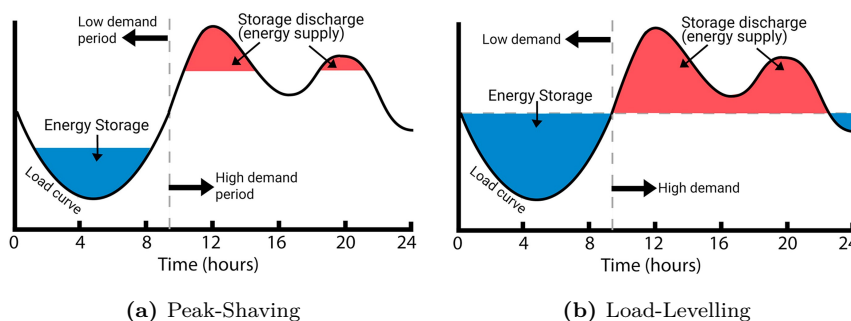


Figura 6.3: Uso dell’accumulo in funzioni di Peak-Shaving e Load-Levelling

generazione o l'acquisto di quote di energia addizionale. Il beneficio principale è a livello economico: l'energia rilasciata dall'accumulo viene remunerata attraverso un opportuno mercato.

In base al tempo di risposta ed alla capacità di fornire la potenza nominale, si distinguono sistemi di “riserva rotante” o “riserva sostitutiva”. Nei servizi di potenza si predilige la tipologia di riserva rotante (*spinning reserve*), ovvero tutte quelle sorgenti di potenza connesse alla rete e sincronizzate con essa, che aumentino immediatamente la loro produzione a seguito di un abbassamento di frequenza, e che siano in grado di raggiungere la piena potenza entro i 10 minuti.

Regolazione di frequenza

La frequenza di rete subisce continue variazioni a causa della differenza non nulla tra potenza attiva generata dalle centrali e potenza attiva assorbita dagli utilizzatori. Se le previsioni a lungo termine del fabbisogno energetico permettono di intervenire preventivamente sulle stazioni di generazione, prevedere le fluttuazioni a breve termine è praticamente impossibile. Viene quindi effettuato un monitoraggio continuo della frequenza per poter aumentare o diminuire la produzione di energia in funzione della sua variazione.

I sistemi di accumulo, in tale contesto, possono fornire prestazioni di regolazione primaria, secondaria e terziaria superiori a quelle dei normali impianti termoelettrici.

Con *regolazione primaria* si intende la capacità di ciascun gruppo di regolazione di variare in maniera autonoma la potenza erogata al variare della frequenza di rete. Tale servizio deve essere obbligatoriamente fornito da tutte le unità di produzione con potenza effettiva non inferiore a 10 MW, ad eccezione di quelle alimentate da fonte rinnovabile non programmabile, mettendo

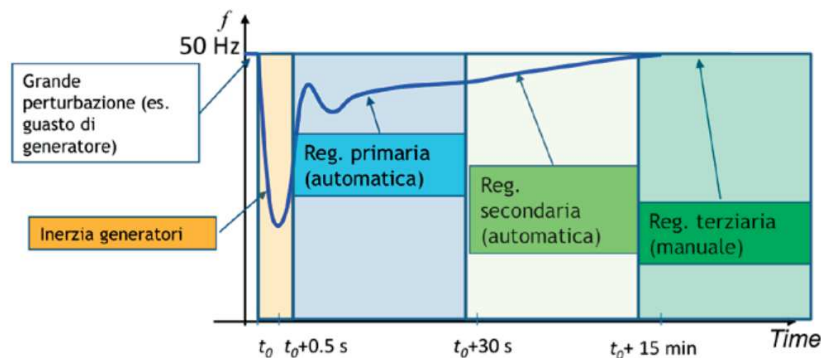


Figura 6.4: Tempistiche di intervento per le funzioni di regolazione di frequenza

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

a disposizione una banda di regolazione non inferiore al 1.5% della potenza effettiva. La regolazione ha tempi di intervento brevi (alcuni secondi) e carattere locale.

Un sistema di accumulo caratterizzato da una efficienza elevata e da tempi brevi di carica/scarica può fornire una banda di regolazione pari alla somma delle potenze massime di carica e scarica. Oltre a ciò, dato che la modulazione degli impianti termoelettrici imposta dalla regolazione primaria è accompagnata da una riduzione dell’efficienza dell’impianto, con conseguente incremento di emissione e consumo di combustibile, i sistemi di accumulo possono ridurre la necessità di modulazione di tali impianti, in particolare di quelli base.

Con *regolazione secondaria* si intende la capacità di ciascun gruppo di regolazione di variare sotto il controllo del regolatore di rete la potenza erogata al variare della frequenza. Ha lo scopo di riportare la frequenza di rete al valore nominale, annullando l’errore di frequenza e quindi scaricare la potenza di regolazione primaria che era intervenuta a compenso dello squilibrio, in modo da ricostituire la riserva primaria iniziale. Permette inoltre, di riportare gli scambi di potenza tra le varie zone di regolazione ai loro valori contrattuali.

Le unità di produzione abilitate alla fornitura della regolazione secondaria devono rendere disponibile un margine di riserva pari al maggiore tra ± 10 MW e $\pm 6\%$ della potenza massima delle unità termoelettriche, nonché pari al $\pm 15\%$ della potenza massima delle unità idroelettriche.

Se la regolazione primaria è un servizio obbligatorio e non remunerato, quella secondaria è oggetto di contrattazione sul Mercato per il Servizio di Dispacciamento (MSD), motivo ulteriore che avvalora la potenziale penetrazione dei sistemi di accumulo in rete.

La *regolazione terziaria* è qualsiasi variazione, automatica o manuale, dei punti di funzionamento dei gruppi di produzione, al fine di garantire la disponibilità della riserva di regolazione secondaria necessaria per esercire il sistema in sicurezza nelle attuali condizione di carico e ripartire in maniera economicamente ottimale la potenza regolante secondaria sui differenti gruppi.

Il Gestore della Rete impartisce ai singoli produttori ordini di esercizio relativi alla variazione della potenza prodotta da unità già in servizio o spente, garantendo l’operabilità di riserve “pronte” in grado di erogare entro 15 minuti la potenza richiesta e di riserve “sostitutive” per reintegrare quelle pronte senza limitazioni di durata.

In tale contesto, i sistemi di accumulo possono essere impiegati come riserva pronta, con numerosi vantaggi. In particolare, essendo i margini di riserva terziaria superiori a quelli delle primarie e secondarie, il loro impatto sul funzionamento a carico parziale delle unità termoelettriche adibite al servizio di regolazione è maggiore.

Black Start

In caso di guasto generalizzato all'interno di un sistema elettrico, la procedura di ripristino delle condizioni ottimali di esercizio prevede la disponibilità di centrali di ripartenza (tipicamente idroelettriche o turbogas) in grado di avviarsi autonomamente.

I sistemi di accumulo possono fornire una riserva di potenza autonoma, consentendo di far ripartire altre centrali e regolando frequenza e tensione durante la rampa di presa di carico di quest'ultime, fino al progressivo e coordinato riallineamento degli impianti di generazione primaria.

Supporto di tensione

Un requisito fondamentale nell'ambito della gestione dei sistemi elettrici è il mantenimento di adeguati e stabili livelli di tensione nei diversi nodi della rete elettrica. Nella maggioranza dei casi, il supporto di tensione avviene tramite il servizio di riserva reattiva fornito da unità di produzione abilitate alla regolazione primaria e secondaria, in risposta ad uno scompensamento di reattanza sorta a causa di disturbi presenti nella rete:

- Guasti sulla linea di alimentazione dell'utente o su linee ad essa connesse;
- Guasti su reti interne di clienti;
- Correnti d'inserzione di trasformatori e condensatori;
- Carichi che variano rapidamente e correnti di spunti dei motori;
- Carichi non lineari.

I sistemi di accumulo possono fornire un servizio di regolazione della qualità della tensione reagendo dinamicamente nei cambi di potenza attiva e reattiva. Una applicazione distribuita di accumulo in prossimità dei centri di carico potrebbe costituire una modalità particolarmente efficace di gestione del supporto di tensione.

Il tempo di intervento necessario è quello per il quale il sistema riesce a stabilizzarsi, generalmente attorno ai 30 minuti.

Gestione delle congestioni e differimento del capitale

La congestione di una linea di trasmissione si verifica quando l'energia elettrica non può essere distribuita a tutti o ad alcuni utenti perché gli impianti di trasmissione non sono adeguatamente dimensionati alla fornitura dell'energia richiesta.

Così, durante i periodi di maggiore domanda di energia, la necessità e il costo di una maggiore capacità di trasmissione aumentano insieme alle tariffe

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

di accesso alla trasmissione. Le congestioni presenti nella rete di trasmissione non permettono, molto spesso nelle ore in cui la domanda è maggiore, ad alcuni degli impianti o alle produzioni più efficienti di spacciare tutta l'energia che potrebbero. Ciò porta a una suddivisione dell'intero territorio nazionale in zone e i prezzi delle zone meno connesse finiscono spesso per essere molto elevati.

In queste situazioni, lo stoccaggio di energia può evitare i costi e gli oneri di congestione. I sistemi di accumulo verrebbero installati in luoghi che sono a valle dell'elemento di rete in condizioni prossime alla congestione: si immagazzinerebbe energia lontano dal sovraccarico. Quando invece la congestione è dovuta ad un eccesso di generazione, è più efficace l'installazione di accumulo all'origine del tratto interessato.

I tempi di risposta richiesti sono istantanei e le capacità di accumulo elevate.

Il differimento di capitale nel servizio T&D della rete comporta il ritardo, ed in alcuni casi il risparmio completo, di investimenti volti a migliorare elementi del sistema di trasmissione o distribuzione, a fronte di relativamente piccoli investimenti in sistemi di accumulo a valle dei nodi.

In aggiunta, se impiegati in affiancamento di apparecchiature vicine al fine vita, è possibile prolungare la durata delle attrezzature esistenti con conseguente differimenti di nuovi investimenti per la relativa sostituzione.

I sistemi di accumulo, essendo in grado sia di immettere che di prelevare energia dalla rete, possono fungere da riserva di energia “a salire” e “a scendere”, dunque ogni unità di potenza installata può fornire potenzialmente il doppio rispetto ad un'unità di produzione, oltretutto godendo di tempi di risposta estremamente ridotti.

Qualità del servizio

La qualità del servizio di fornitura di energia comporta la protezione dei clienti del sistema elettrico da perturbazioni di breve durata che influenzano la qualità della potenza fornita. Idealmente la rete elettrica dovrebbe fornire una tensione alternata sinusoidale la cui ampiezza e frequenza sono costanti nel tempo. In realtà, qualsiasi sorgente di potenza può potenzialmente deviare dalle specifiche in diverse modalità:

- Variazione della tensione di picco o RMS;
- Fluttuazione di tensione, casuali o ripetitive;
- Variazioni di frequenza;
- Variazione di forma d'onda;
- Fattore di potenza non unitario;
- Impedenza della rete non nulla a basse ed alte frequenze.

Per giunta, è difficile correggere questi problemi in modo efficiente, dato che la gestione di elevate potenze richiede interventi lenti e costosi.

Le tecnologie di accumulo adatte alla gestione di tali problematiche devono essere caratterizzate da tempi di risposta rapidi, alta potenza ed elevato numero di cicli di carica/scarica.

Home Energy Management

Con il termine *Home Energy Management* si intende la gestione intelligente dei carichi domestici volta a diminuire il totale costo derivante dall’uso di energia elettrica.

Il beneficio economico derivante dal time-shift discusso in precedenza può essere facilmente tradotto per un’applicazione a livello domestico. Però, mentre i prezzi dell’energia elettrica a livello di utenza sono basati sulla tariffa di vendita al dettaglio incentrata su specifiche fasce orarie, il prezzo inerente al time-shift deriva dalla contrattazione fra i vari partecipanti al mercato elettrico.

I sistemi di accumulo possono ridurre notevolmente il costo derivante dall’uso dell’energia elettrica a fronte di un investimento non proibitivo, sebbene attualmente i costi per le tecnologie su questa scala di utenza non siano ancora del tutto convenienti.

6.2 Le tecnologie di accumulo

L’accumulo elettrico può assumere varie forme, in base alla forma di energia su cui si basa. La classificazione comunemente vede quattro categorie di accumulo energetico:

1. Meccanico:
 - Potenziale;
 - Cinetico;
2. Chimico:
 - Elettrochimico statico;
 - Elettrochimico a flusso;
 - Celle a combustibile;
3. Elettrico:
 - Elettrostatico;
 - Magnetico;
4. Termico:

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

- Alta temperatura;
- Bassa temperatura.

A causa della diversità di queste tecnologie, la metrica di categorizzazione dei vari sistemi viene svincolata dal mezzo di accumulo impiegato.

In questa sezione vengono presentati brevemente i parametri di confronto, quindi si analizzano le diverse tecnologie con particolare attenzione a quelle commercialmente disponibili e quelle che appaiono promettenti per applicazioni isolate, in zone remote o in isola. Infine, si fornisce un riepilogo delle tecnologie che sono in fase di test come progetto pilota e di quelle che sono in fase di ricerca preliminare, in modo da avere una visione di ciò che non è ancora pronto, ma potrà essere disponibile in futuro (fonte IRENA [60]).

6.2.1 Parametri caratteristici dei sistemi di accumulo

Le metriche fondamentali usate nella definizione delle tecnologie di accumulo per la maggior parte dei sistemi elettrici includono:

- Capacità di accumulo;
- Tasso di carica e scarica;
- Vita utile;
- Efficienza “roundtrip”;
- Volume occupato;
- Densità di energia o di potenza;
- Costo iniziale del capitale;
- Costi operativi.

Capacità di accumulo

Rappresenta l’ammontare di energia che può essere immagazzinata in un dato tempo. Si misura in generale in [kWh], per le batterie è più comune indicarla in [Ah].

La capacità utile è spesso inferiore a quella nominale, per una serie di fattori. Molte tecnologie, inoltre, hanno delle restrizioni sulla effettiva energia accumulata utilizzabile: alcune possono ridurre la loro vita utile se scaricate oltre la soglia ottimale, o mostrare una capacità “apparente” diversa dalla nominale in funzione del tasso di carica o scarica.

	Batt. Pb-Acid	Batt. Li-ion	Batt. NaS	Flow Batt.	Volani	PHS	CAES
Taglia	≤ 10 MW	≤ 10 MW	≥ 100 MW	25 kW - 10 MW	100 kW - 200 MW	≥ 200 MW	≥ 500 MW
Vita [anni]	3 - 10	10 - 15	15	5 - 20	20	> 25	> 20
Cicli	500 - 800	2000 - 3000	4000 - 40 000	1500 - 15 000	> 100 000	> 50 000	> 10 000
Efficienza roundtrip [%]	70 - 90	85 - 95	80 - 90	70 - 85	85 - 95	75 - 85	45 - 60
Costo ca- pitale per potenza [\$/kW]	300 - 800	400 - 1000	1000 - 2000	1200 - 2000	2000 - 4000	1000 - 4000	800 - 1000
Costo ca- pitale per energia [\$/kWh]	150 - 500	500 - 1500	125 - 250	350 - 800	1500 - 3000	100 - 250	50 - 150
Costo eq. di accumulo [\$/kWh _{ciclo}]	0.25 - 0.35	0.30 - 0.45	0.05 - 0.15	0.15 - 0.25	N/A	0.05 - 0.15	0.10 - 0.20
O&M [\$/kWanno]	30	25	15	30	15	5	5

Tabella 6.2: Confronto tecnico-economico tra le tecnologie di accumulo commercialmente disponibili [60]

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Tasso di carica e scarica

È la misura della potenza [kW] alla quale l’energia viene immessa o prelevata dal sistema di accumulo.

Per molte tecnologie i tassi di carica e scarica non sono valori costanti nel tempo, ma possono variare in base a quanta energia è già accumulata e per quanto tempo della potenza è stata immessa o prelevata in maniera continua dal sistema. Generalmente il tasso di carica è inferiore a quello di scarica. I sistemi di accumulo vengono tipicamente classificati secondo il tasso di scarica, come in Figura 6.5.

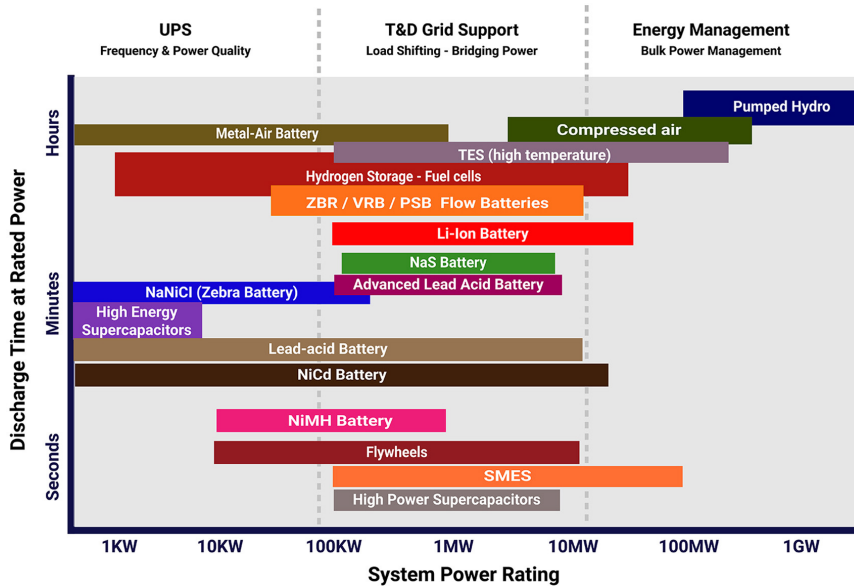


Figura 6.5: Classificazione delle tecnologie di accumulo per tasso di scarica e scala di applicazione

Vita utile

Con l’avanzare del tempo, quasi tutte le tecnologie di accumulo soffrono di un degrado delle prestazioni. Alcune tecnologie misurano la vita utile in accordo con quante volte si sono caricate/scaricate, ovvero in [cicli], mentre altre perderanno le loro funzionalità secondo l’energia totale prelevata, allora si parla di [kWh_{life}] o [Ah_{life}].

In ogni caso viene determinata ipotizzando che l’impianto segua un ciclo di utilizzo caratteristico rispetto al ruolo per quale è stato progettato.

Efficienza “round-trip”

Ogni tecnologia di accumulo richiede più energia per essere caricata di quella che può essere erogata. Questa perdita di energia viene tipicamente espressa in percentuale % ed è nota come efficienza round-trip, ovvero il rapporto tra l’energia erogata dal sistema e quella immessa in esso. Sono comprese eventuali perdite nelle fasi di carica e scarica, dovute magari ai processi di conversione da/a elettricità.

L’efficienza round-trip influenza il costo dell’accumulo, o meglio il costo dell’unità di energia riconvertita in elettricità. Ad esempio, se il costo di generazione elettrica è di €0.50/kWh ed il 20 % è perso nel sistema di accumulo, allora l’effettivo costo per kWh erogato sarà di €0.625/kWh (più il costo del sistema stesso).

Densità di energia o di potenza

In alcune applicazioni mobili o in determinati siti, le dimensioni ed il peso delle tecnologie di accumulo sono importanti fattori da valutare. In questi casi è utile considerare la capacità per unità di peso [kWh/t] o di volume [kWh/m³]: si tratta allora di densità di energia. Se si considera la potenza per unità di peso [kW/t] o di volume [kW/m³] si ha la relativa densità di potenza.

All’aumentare di questi fattori, le dimensioni richieste al sistema a parità di energia accumulata diminuiscono. Una classificazione è raffigurata in Figura 6.6.

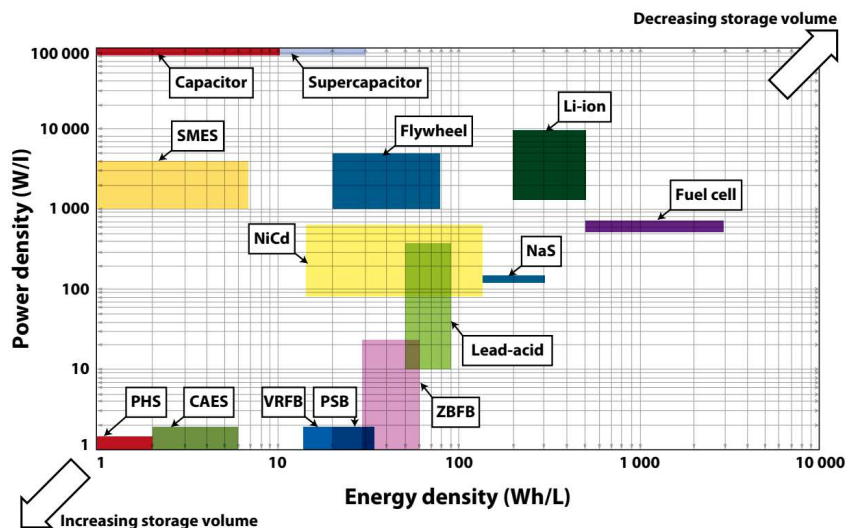


Figura 6.6: Confronto tra tecnologie di accumulo per densità di energia e di potenza [58]

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Costo del capitale

Il costo per uno specifico sistema di accumulo può variare secondo molti fattori: taglia dell’impianto, sito di installazione, costo locale della manodopera, variabilità del mercato, uso finale dell’accumulo, variabili climatiche, costrizioni ambientali per l’accesso, il trasporto e l’installazione in sito.

Non sono da dimenticare le varie voci di costo per le opere di messa in servizio dell’impianto: attrezzature di sicurezza, sistemi di controllo, allaccio alla rete, apparecchiature per il controllo remoto e sensoristica, solo per citarne alcune. Le attrezzature necessarie variano molto in base alle specifiche richieste dal sistema elettrico in cui si interviene, e i relativi costi possono incidere considerevolmente sul costo iniziale totale in misura pari al 100%–400% del costo del solo sistema di accumulo.

Le principali basi di costo per il confronto tra le varie tecnologie sono il costo per unità di potenza erogabile (si intende la potenza nominale), in $[\$/kW]$ e il costo per unità di capacità (di energia netta accumulabile), in $[\$/kWh_{cap}]$. Nella valutazione dei costi, è altrettanto importante considerare la vita utile attesa della singola tecnologia, in quanto frequenti sostituzioni incrementano il costo complessivo del sistema di accumulo. In tal caso si parla di costo specifico per unità di energia, espresso in $[\$/kWh_{ciclo}]$, ottenuto dal rapporto tra il costo specifico all’energia e il numero di cicli previsti dalla vita utile del sistema: è in genere il parametro economico più importante per la caratterizzazione di sistemi preposti ai servizi di energia.

Costi operativi

Tutte le tecnologie di accumulo richiedono opere di manutenzione regolari per mantenere le condizioni di funzionamento ottimale, nonché di investimenti per garantirne l’operatività durante il ciclo di vita. Le voci di costo che rientrano in queste categorie si indicano come costi operativi (O&M), e dipendono ovviamente da quanto si utilizza il sistema di accumulo, dalle condizioni ambientali di lavoro, dallo stato delle attrezzature, dai livelli di protezione contro sovraccarichi e dalla qualità delle apparecchiature stesse.

Per semplicità tutti questi fattori vengono inglobati in un unico valore di costo annuale secondo la taglia di potenza $[\$/kW \text{ anno}]$.

6.2.2 Tecnologie commercialmente disponibili

Tra le tante tecnologie disponibili per i sistemi di accumulo energetico, un ristretto numero sono ad oggi commercialmente disponibili, e possono essere prontamente acquistati da diversi venditori [60]. Questi sistemi rientrano in due macro-categorie di taglia:

Piccola scala Si parla di potenze fino a 10 MW. Tra le tecnologie mature si trovano le batterie Pb-Acid, anche se le batterie agli ioni di Litio stanno diventando sempre più comuni in particolare dove vigono vincoli di spazio e peso.

Grande scala Le potenze superano i 10 MW. In questa categoria sicuramente gli impianti di pompaggio idrico (PHS) sono la tecnologia dominante a livello mondiale, mentre l'accumulo in aria compressa (CAES) e le batterie sodio-zolfo (NaS) ricoprono solo una nicchia del settore, mantenendo comunque buone possibilità di espansione.

Batterie elettrochimiche

Le batterie sono una tecnologia molto modulare. La capacità utile di accumulo viene incrementata ad ogni modulo aggiunto e, a seconda dell'architettura, anche il tasso di carica/scarica ne risulta incrementato.

Una batteria è tipicamente composta da un numero di celle, ognuna delle quali contiene un catodo, un anodo, un elettrolita positivo ed uno negativo. La tensione di una cella è di circa 1.5 V–2 V, ma dipende molto dalla chimica e dai materiali usati.

La vita delle batterie dipende in parte in quanta capacità viene utilizzata ad ogni ciclo, nota come “profondità di scarica” (*Depth of Discharge*, DoD). Più a fondo la batteria viene scaricata, più la sua vita utile si accorcia.

Batterie Pb-Acid Deep-Cycle Sono le più comuni e le più utilizzate per scopi commerciali ed industriali. Si trovano applicate in vari campi tra cui piccoli veicoli elettrici come i golf cart, o nei centri di telecomunicazione svolgendo servizi di affidabilità, fino all'illuminazione d'emergenza.

Tuttavia, non tutte le batterie al piombo sono adatte per l'utilizzo nei sistemi elettrici. Per tali applicazioni sono richieste batterie “deep-cycle”, capaci di sopportare l'erogazione di grandi quantità di energia per singolo ciclo, ovvero che mantengono un'elevata capacità utile rispetto quella attuale. La Tabella 6.3 riporta un riepilogo delle caratteristiche di queste batterie.

Esistono due classi di batterie al piombo deep-cycle: le *wet-cell* e le *valve-regulated* (VRLA). Una batteria wet-cell usa acqua distillata come elettrolita, che deve essere sostituita regolarmente (in genere due volte l'anno), mentre le VRLA fanno uso di elettroliti immersi in matrici di fibre di vetro (VRLA AGM) o di gel (VRLA GEL).

Le batterie al piombo non dovrebbero mai essere scaricate oltre il 20% della loro capacità nominale (ovvero un 80% DoD), senza scendere oltre il 50% DoD in funzionamento normale. Inoltre, la capacità di accumulo della batteria viene ridotta se si estrae potenza troppo velocemente.

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

La vita utile delle batterie al piombo dipende da un numero di fattori. Principalmente dalla corrosione degli elettrodi ad ogni ciclo e dal modo in cui vengono caricate e scaricate.

Un sistema di accumulo basato su batterie Pb-Acid richiede un controllore per gestire propriamente lo stato di carica. Un requisito importante è l’impiego di personale manutentore altamente specializzato per il corretto riempimento delle wet-cell, riequilibrare la carica e ripulire i contatti.

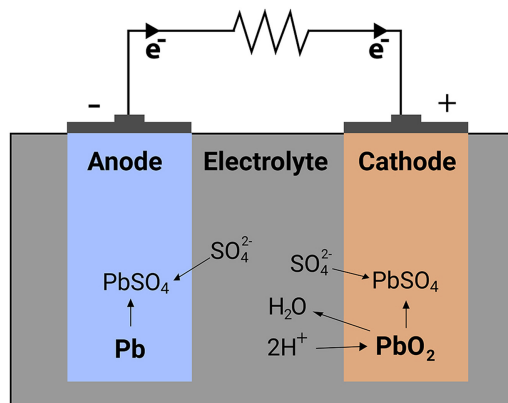


Figura 6.7: Schema di una batteria Pb-Acid

Tabella 6.3: Riepilogo delle caratteristiche delle batterie Pb-Acid [60]

Campo di applicazione		< 10 MW
Capacità utile		0.5 kWh – 10 kWh per unità
Tasso di carica ^a		0.1 kW – 1.5 kW per unità
Tasso di scarica ^a		0.5 kW – 2.0 kW per unità
Vita	Tempo	3 – 10 anni
	Cicli	500 – 800
	Energia	100 kWh – 7500 kWh
Efficienza		70 % – 90 %
Capitale iniziale	per potenza di scarica ^b	300 \$/kW – 800 \$/kW
	per capacità ^c	150 \$/kWh – 500 \$/kWh
O&M		30 \$/kW anno

^aI tassi di carica e scarica hanno un enorme impatto sulla capacità apparente.

^bIl costo è basato su un tipico tasso di scarica C/5, ovvero per quella potenza che una batteria piena può sostenere per cinque ore.

^cIl costo è basato su un tasso di scarica C/20.

Batterie agli ioni di Litio Le batterie agli ioni di Litio (Li-ion) hanno visto un costante sviluppo durante gli ultimi dieci anni, guidato dagli avanzamenti nel campo della telefonia e dell’informatica portatile. Possono considerarsi una tecnologia matura per piccole applicazioni mobili, ma per l’inserimento nella rete elettrica necessitano di ulteriori sviluppi.

Le batterie Li-ion trovano il loro migliore ambito di utilizzo laddove è richiesta una minimizzazione degli ingombri e dei pesi. Si possono trovare in diverse combinazioni chimiche, ma tutte sono caratterizzate da un’eccellente rapporto peso-potenza (o peso-energia) e basse perdite di stand-by.

Un aspetto cruciale nei sistemi di accumulo con batterie Li-ion è la sicurezza: se sovraccaricate o surriscaldiate, queste batterie possono danneggiarsi seriamente fino ad esplodere. Pertanto, sono necessari sistemi integrati di protezione meccanica ed elettrica, e devono essere considerate pure le temperature ambientali di esercizio.

In confronto con le batterie al Piombo, le Li-ion vantano migliori caratteristiche di carica e scarica e possono sopportare maggiori profondità di scarica senza comprometterne la vita utile. Per contro tendono ad avere un costo decisamente superiore. Nella Tabella 6.4 sono riassunte le loro caratteristiche.

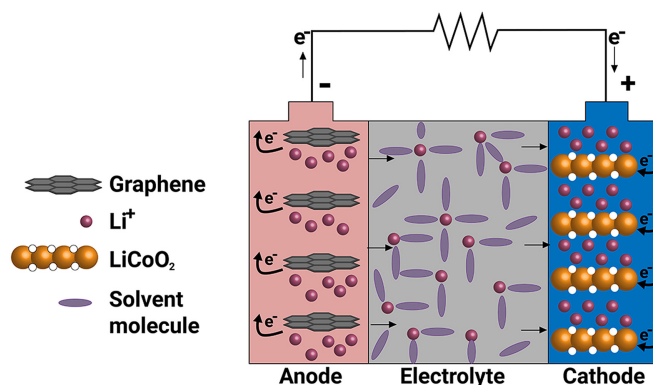


Figura 6.8: Schema di una batteria agli ioni di Litio

Batterie Sodio-Zolfo Le batterie al Sodio-Zolfo (NaS) sono basate sulla reazione tra un elettrodo di Sodio ed uno di Zolfo. Le più diffuse richiedono alte temperature di lavoro, fino a circa 300°C , per far avvenire la reazione, e gli elementi chimici coinvolti sono corrosivi. Questi fattori fanno delle batterie NaS soluzioni adatte solo per grandi applicazioni. Un prospetto delle principali caratteristiche di queste batterie è riportato in Tabella 6.5.

Nelle reti elettriche, le batterie NaS possono fornire servizi ausiliari di stabilizzazione e supporto, prevenendo le fluttuazioni di tensione e i buchi mo-

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Tabella 6.4: Riepilogo delle caratteristiche delle batterie Li-ion [60]

Campo di applicazione		≤ 10 MW
Capacità utile		0.5 kWh – 10 kWh per unità
Tasso di carica		0.2 kW – 2.0 kW per unità
Tasso di scarica		0.5 kW – 10 kW per unità
Vita	Tempo	10 – 15 anni
	Cicli	2000 – 3000
	Energia	1000 kWh – 30 000 kWh
Efficienza		85 % – 95 %
Capitale iniziale	per potenza di scarica	400 \$/kW – 1000 \$/kW
	per capacità eq. di accumulo	500 \$/kWh – 1500 \$/kWh
O&M		0.30 \$/kWh – 0.45 \$/kWh 25 \$/kW anno

mentanei, riuscendo anche a stabilizzare la produzione da VRE nelle grandi reti.

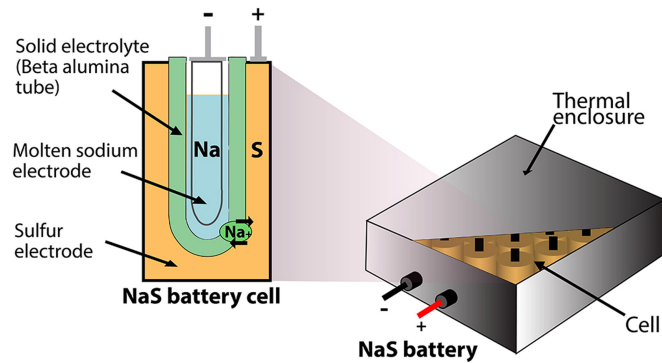


Figura 6.9: Schema di una batteria NaS

Batterie a flusso

Le batterie a flusso sono composte da due elementi principali: gli elettroliti e la pila di celle. Gli elettroliti sono due, uno positivo uno negativo, e le pile di celle contengono l’anodo ed il catodo che sfruttano la differenza di carica tra gli elettroliti per produrre potenza.

I due elementi possono essere dimensionati indipendentemente, permettendo di progettare il sistema di accumulo sulla taglia esatta. In molti casi la capacità può essere incrementata successivamente se le condizioni operative si rivelano differenti da quanto stabilito in fase di pianificazione.

Tabella 6.5: Riepilogo delle caratteristiche delle batterie NaS [60]

Campo di applicazione		> 100 MW
Capacità utile		400 kWh per modulo
Tasso di carica		50 kW per modulo
Tasso di scarica		50 kW per modulo
Vita	Tempo	15 anni
	Cicli	4000 – 40 000
	Energia	1×10^6 kWh – 1.5×10^6 kWh
Efficienza		80 % – 90 %
Capitale iniziale	per potenza di scarica	1000 \$/kW – 2000 \$/kW
	per capacità eq. di accumulo	125 \$/kWh – 250 \$/kWh
O&M		0.05 \$/kWh – 0.15 \$/kWh 15 \$/kW anno

Dal punto di vista delle prestazioni, le batterie a flusso non sono limitate in profondità di scarica, ma soffrono di una bassa densità di energia. Ciò è fondamentalmente dovuto dalla necessità di installare un vero e proprio impianto di pompaggio dell'elettrolita fluido, con tanto di serbatoi, tubazioni e pompe. Sebbene il ciclo di vita sia maggiore delle altre tecnologie, e il costo-vita dell'accumulo sia inferiore, hanno un costo capitale molto alto.

In Figura 6.10 è riportato lo schema base di una batteria a flusso, mentre in Tabella 6.6 si riassumono le principali caratteristiche.

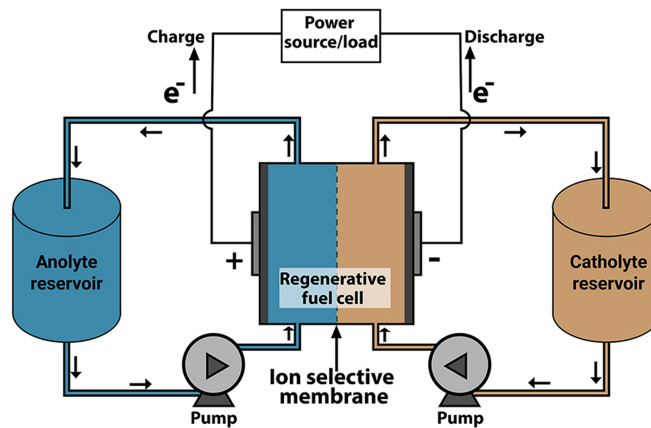


Figura 6.10: Schema di funzionamento di una batteria a flusso

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Tabella 6.6: Riepilogo delle caratteristiche delle batterie a flusso [60]

Campo di applicazione		25 kW – 10×10^3 kW
Capacità utile		20 kWh – 50 kWh per unità
Tasso di carica		5 kW – 20 kW per unità
Tasso di scarica		5 kW – 25 kW per unità
Vita	Tempo	5 – 15 anni
	Cicli	1500 – 15 000
	Energia	75 000 kWh – 300 000 kWh
Efficienza		70 % – 85 %
Capitale iniziale	per potenza di scarica ^a	1200 \$/kW – 2000 \$/kW
	per capacità ^a	350 \$/kWh – 800 \$/kWh
	eq. di accumulo ^b	0.15 \$/kWh – 0.25 \$/kWh
O&M		30 \$/kW anno

^aIl costo per potenza e per capacità sono fortemente indipendenti: il costo di accumulo è dato dalla somma di queste due voci.

^bIl costo eq. di accumulo assume che il sistema venga usato per almeno 20 anni, con la dovuta manutenzione.

Volani

I sistemi di accumulo in volani sfruttano una grande massa rotante per accumulare energia. L'elettricità viene convertita in energia cinetica che accelera il volano in fase di carica; al contrario quando si converte l'energia cinetica in elettricità, il volano rallenta.

Esistono due tipi di volani: ad alta potenza ed a lunga durata. Quelli a lunga durata sono ancora in fase di sperimentazione e non sono commercialmente disponibili. I volani ad alta potenza sono capaci di immagazzinare e rilasciare grandi quantità di potenza in tempi molto brevi (circa un minuto). Sono spesso impiegati come parti di UPS (*Uninterruptible Power Supply*) a supporto delle fasi di transizione tra il buco di produzione e l'avvio di un generatore. Inoltre, sono utilizzabili nella riduzione delle rampe di produzione delle fonti VRE, garantendo maggior stabilità al sistema.

I volani sono una tecnologia di accumulo a basso costo di manutenzione e con lunghi cicli di vita. Tuttavia, non costituiscono attualmente una opzione economicamente appetibile per l'accumulo di lungo termine.

Pompaggio idrico

L'accumulo per pompaggio idrico (*Pumped Hydro energy Storage*, PHS) consiste nel pompare acqua da un bacino a valle ad un altro ad una quota superiore. Uno schema viene proposto in Figura 6.12. L'acqua viene poi riportata a valle

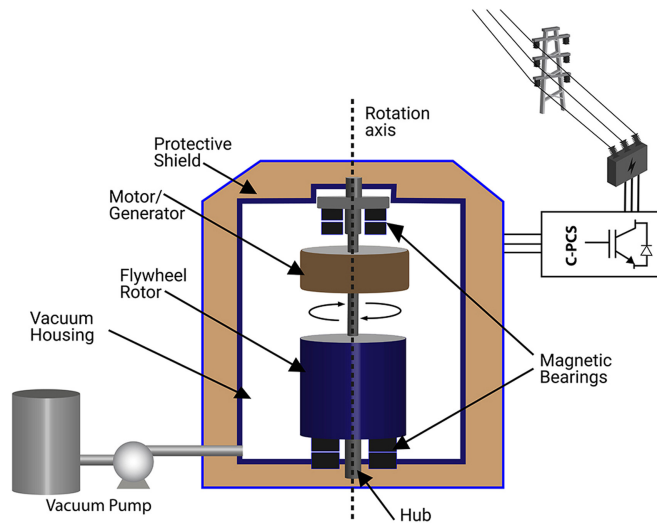


Figura 6.11: Schema di un sistema di accumulo con volano

facendola passare attraverso delle turbine idroelettriche che convertono la sua energia potenziale in energia elettrica ai capi degli alternatori.

Un sistema PHS è economicamente valido solo per enormi capacità di accumulo (vedi Tabella 6.8). Le tipiche taglie di potenza dei sistemi in funzione sono superiori ai 200 MW. Questo rende i sistemi PHS appropriati solo per sistemi elettrici che hanno una grande differenza tra il picco di domanda e il carico base.

L’accumulo per pompaggio non è modulare, anzi è specificatamente progettato per la singola applicazione. Inoltre richiede disponibilità di bacini idrici e caratteristiche geo-morfologiche ben determinate, nonché personale tecnico altamente specializzato e procedure di approvazione lunghe ed articolate. Tutto questo comporta un grosso impatto sugli investimenti di capitale iniziale.

Accumulo in aria compressa (su larga scala)

I sistemi di accumulo in aria compressa (*Compressed Air Energy Storage*, CAES) convertono l’energia elettrica in energia meccanica immagazzinando grandi quantità di aria ad alta pressione. L’energia di pressione dell’aria viene riconvertita in energia elettrica in turbine a gas, per le quali l’aria accumulata funge da sovralimentazione nelle camere di combustione.

Solamente due grandi impianti CAES sono tuttora in funzione nel mondo, ma dato che le tecnologie su cui si basano sono di tipo tradizionale, è possibile considerare questi sistemi come maturi. La particolare sfida per i CAES di grande taglia è la scelta di appropriati siti di installazione: i due impianti sopra

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Tabella 6.7: Riepilogo delle caratteristiche dei volani ad alta potenza [60]

Campo di applicazione		100 kW – 200 × 10 ³ kW
Capacità utile		1 kWh – 25 kWh
Tasso di carica		100 kW – 300 kW
Tasso di scarica		100 kW – 300 kW
Vita	Tempo	20 anni
	Cicli	> 100 000
	Energia	N/A
Efficienza		85 % – 95 %
Capitale iniziale	per potenza di scarica	2000 \$/kW – 4000 \$/kW
	per capacità eq. di accumulo	1500 \$/kWh – 3000 \$/kWh N/A
O&M		15 \$/kW anno

citati, infatti, fanno uso di enormi caverne saline sotterranee come camere di accumulo dell’aria in pressione.

I due sistemi CAES in funzione sono di tipo “diabatico”, ovvero che il calore generato dalla compressione dell’aria viene totalmente perso. Al contrario, i CAES “adiabatici” tuttora in fase di sviluppo, recuperano il calore della compressione per aumentare l’efficienza del successivo stadio di espansione.

I sistemi convenzionali differiscono da molte altre tecnologie di accumulo anche nel fatto che l’energia stoccata non è convertita direttamente in elettricità, ma piuttosto va ad aumentare il rendimento di conversione di tradizionali sistemi di produzione a combustibile fossile, risultando pertanto non privi di emissioni nocive. In effetti, i sistemi CAES di grande scala sono utilizzati per aumentare l’efficienza degli impianti turbogas a metano, piuttosto che per accumulare energia. L’efficienza roundtrip qui viene intesa come l’incremento di rendimento del combustibile dato dalla sovralimentazione dei turbogas con aria ad alta pressione.

Nella sezione successiva, questi sistemi di accumulo verranno analizzati nel dettaglio, con particolare attenzione a quelli di piccola taglia ancora in fase di studio.

6.2.3 Tecnologie in fase di sviluppo

Le tecnologie qui presentate non sono attualmente competitive in termini economici con quelle viste in precedenza. Tuttavia, sono in via di sviluppo e un giorno potranno divenire tecnologie di punta. Dal momento che la ricerca si sta focalizzando sull’incremento delle prestazioni tecniche piuttosto che sulla

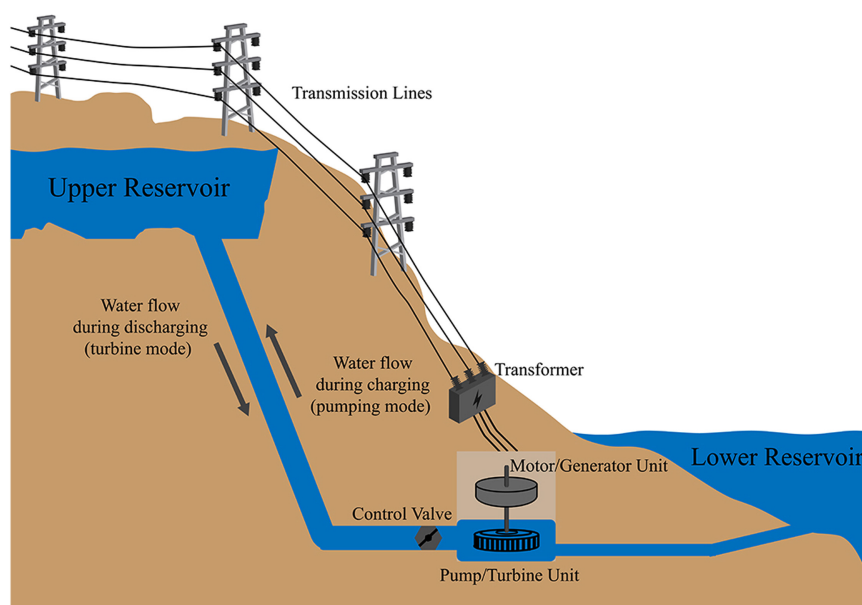


Figura 6.12: Schema di un impianto di pompaggio

riduzione dei costi, e non sono tuttora presenti casi concreti di applicazione, dati economici affidabili non sono disponibili [60].

Accumulo di idrogeno

I sistemi ad accumulo di idrogeno per applicazioni su reti elettriche sono costosi, soprattutto a causa della bassa efficienza roundtrip: si parla tipicamente di valori del 20%–30% per i progetti pilota attuali, che difficilmente potranno essere superati.

A discapito della limitata efficienza, c'è un forte interesse nell'accumulo di idrogeno per le applicazioni off-grid, tanto che esistono diversi progetti pilota a livello globale: i rendimenti riportati sono ancora molto bassi.

Questi sistemi di accumulo consistono in tre elementi principali, si veda lo schema di Figura 6.14: un elettrolizzatore, che usa elettricità per estrarre idrogeno dall'acqua; un serbatoio di accumulo per l'idrogeno; una cella a combustibile (*fuel cell*) che si serve dell'idrogeno per generare corrente elettrica. Le sue proprietà sono riassunte in Tabella 6.10.

Batterie Dry-Cell

Le batterie dry-cell sono basate su una tecnologia degli anni '90 ed utilizzano reti in fibra placcata in metallo come parte dell'elemento di accumulo. Di recente queste batterie hanno assunto rilevanza a livello internazionale grazie

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Tabella 6.8: Riepilogo delle caratteristiche degli impianti di pompaggio idrico [60]

Campo di applicazione		200 MW
Capacità utile		in funzione del sito
Tasso di carica		5 MW – 4000 MW
Tasso di scarica		5 MW – 4000 MW
Vita	Tempo	> 25 anni
	Cicli	> 50 000
	Energia	N/A
Efficienza		75 % – 85 %
Capitale iniziale	per potenza di scarica	1000 \$/kW – 4000 \$/kW
	per capacità eq. di accumulo	100 \$/kWh – 250 \$/kWh 0.05 \$/kWh – 0.15 \$/kWh
O&M		5 \$/kW anno

ad alcune installazioni nelle Isole Hawaii. Vengono considerate da alcuni come una variante delle batterie al Piombo di tipo avanzato.

Purtroppo, data la poca disponibilità di dati su questa tecnologia, non è chiaro se potranno divenire commercialmente disponibili al di là dei progetti pilota. Alcune loro caratteristiche sono richiamate in Tabella 6.11.

6.2.4 Tecnologie in fase di ricerca preliminare

Le tecnologie di accumulo sono in rapida transizione. Un discreto numero hanno grosse potenzialità ma sono attualmente in una fase di sviluppo preliminare [60]. Di seguito un elenco solo per citarne alcune.

Super-condensatori Sono capaci di caricarsi e scaricarsi molto rapidamente ed hanno cicli di vita estremamente lunghi. Purtroppo la capacità di accumulo è limitata. Sono considerati tecnologie di supporto al pari dei volani nel supporto alla produzione da VRE.

Batterie Metallo-Aria Attualmente sono inefficienti e soffrono di brevi cicli di vita.

Ultra-batterie Sono dispositivi ibridi che combinano le batterie VRLA con capacitori elettrochimici.

Superconducting Magnetic Energy Storage (SMES) L’energia viene immagazzinata in un campo magnetico indotto dal passaggio di corrente in un super-conduttore a temperature molto basse, per garantirne una bassissima resistenza e perdite molto ridotte.

6.2. Le tecnologie di accumulo

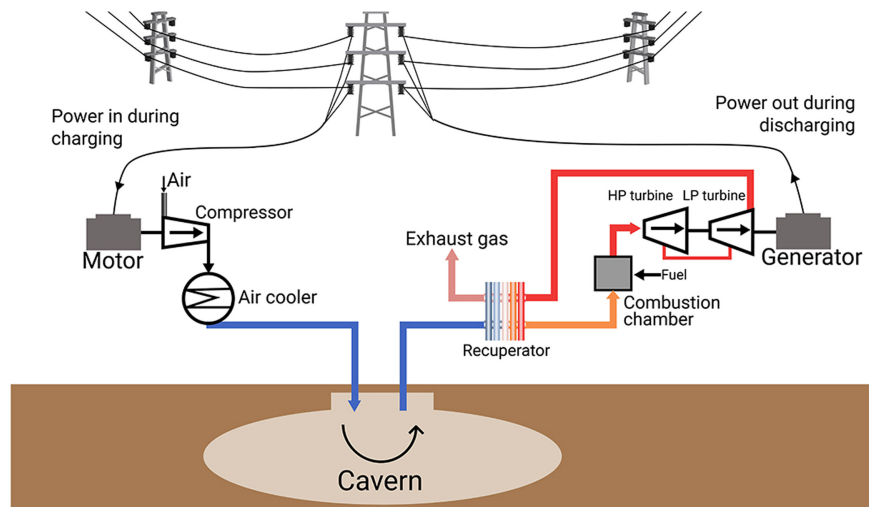


Figura 6.13: Schema di un sistema ad aria compressa

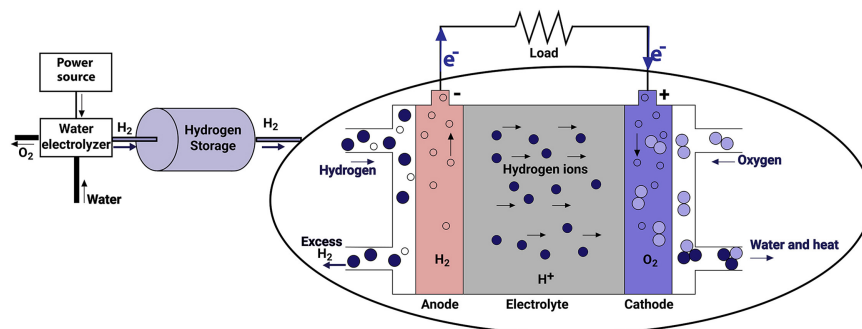


Figura 6.14: Schema di sistema di accumulo ad idrogeno

CAES Adiabatico Avanzato Questa variante di sistema CAES può recuperare il calore generato nella fase di compressione dell'aria per aumentare la resa del sistema di espansione e generazione, portando potenzialmente l'efficienza del ciclo a circa 70 %.

CAES di superficie e mini-CAES Tali particolari sistemi CAES si differenziano dai tradizionali in quanto impiegano serbatoi artificiali per accumulare l'aria compressa.

Volani a lunga durata Sono ritenuti capaci di accumulare elettricità per periodi di tempo molto lunghi rispetto i normali volani ad alta potenza.

Capitolo 6. Sistemi di accumulo a supporto delle rinnovabili

Tabella 6.9: Riepilogo delle caratteristiche dei sistemi ad aria compressa [60]

Campo di applicazione		> 500 MW
Capacità utile		in funzione del sito
Tasso di carica		50 MW – 300 MW
Tasso di scarica		100 MW – 500 MW
Vita	Tempo	> 20 anni
	Cicli	> 10 000
	Energia	N/A
Efficienza ^a		45 % – 60 %
Capitale iniziale ^b	per potenza di scarica	800 \$/kW – 1000 \$/kW
	per capacità eq. di accumulo	50 \$/kWh – 150 \$/kWh 0.10 \$/kWh – 0.20 \$/kWh
O&M ^c		5 \$/kW anno

^aIl valore è stato stimato in rapporto ad un moderno impianto turbogas con il 40 % di efficienza.

^bI costi dipendono fortemente dallo specifico sito.

^cEscluso il costo del carburante.

Tabella 6.10: Riepilogo delle caratteristiche dei sistemi ad idrogeno [60]

Campo di applicazione		100 kW – 10×10^3 kW
Capacità utile		molto variabile
Tasso di carica		10 kW – 5000 kW
Tasso di scarica		personalizzabile
Vita	Tempo	20 anni
	Cicli	N/A
	Energia	N/A
Efficienza		20 % – 30 %

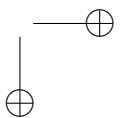
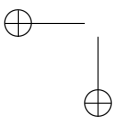
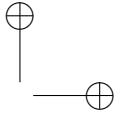
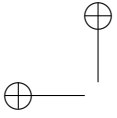
Tabella 6.11: Riepilogo delle caratteristiche delle batterie dry-cell [60]

Campo di applicazione		> 50 MW
Capacità utile		1000 kWh
Tasso di carica		1500 kW
Tasso di scarica		1500 kW
Vita	Tempo	20 anni
	Cicli	250 000 (10 % DoD) 20 000 (50 % DoD) 1000 (100 % DoD)
	Energia	$\approx 10 \times 10^6$ kWh
Efficienza		90 %

6.2. Le tecnologie di accumulo

Tabella 6.12: Vantaggi e svantaggi per le varie tecnologie di accumulo [60]

Tecnologia	Vantaggi	Svantaggi
Batterie Pb-Acid	Largamente disponibili, costi moderati, modulari	Durata limitata, devono essere smaltiti opportunamente, devono essere mantenuti ordinariamente
Batterie Li-ion	Rapido incremento tecnologico, dimensioni compatte	Rischio di danneggiamento, poca esperienza di uso nelle reti elettriche
Batterie NaS	Impiegabili per servizi ancillari, elevata efficienza roundtrip	Adatte solo per grandi sistemi elettrici, agenti chimici corrosivi
Batterie a flusso	Possono essere scaricate completamente, leggermente modulari	Ancora in fase di sviluppo, costi di investimento molto alti
Volani	Modulabili, poca manutenzione richiesta	Costosi
PHS	Tecnicamente comprovati, bassi costi	Solo per taglie molto grandi, significativi impatti ambientali, vincoli costruttivi
CAES	Costi moderati	Presenti solo in taglia molto grande, impiego di combustibile
Idrogeno	Utilizzabile come combustibile per trasporto, compatibile con le fuel cell	Efficienza roundtrip molto bassa, molto costosi



Capitolo 7

Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell’arte

Gli impianti CAES prevedono di realizzare un accumulo di energia sotto forma di aria compressa, che può essere immagazzinata in caverne sotterranee, serbatoi fuori terra o perfino membrane subacquee [61].

I CAES utilizzano l’energia elettrica a basso costo per comprimere l’aria e conservarla in un “contenitore” appositamente dimensionato. Quando è necessaria energia elettrica, l’aria compressa viene inviata nelle camere di combustione come sovralimentazione al gas naturale, per poi venire espansa in una turbina a gas convenzionale collegata ad un alternatore.

In un impianto CAES le fasi di compressione ed espansione sono differite temporalmente. Questo comporta due grandi vantaggi:

- la compressione avviene durante i periodi di bassa domanda energetica ed il costo dell’elettricità è basso;
- nella fase di generazione è disponibile tutta la potenza dell’espansore, con un incremento rilevante dell’energia prodotta.

Unitamente agli impianti di pompaggio idroelettrico, gli impianti CAES sono gli unici in grado di rilasciare energia per alcune ore in quantità analoghe a quelle tipiche dei grandi impianti di produzione elettrica (100 MW – 1000 MW). La tecnologia CAES sembra più appetibile principalmente a causa delle forti limitazioni territoriali dell’idroelettrico a pompaggio, soprattutto se si considera la complicata individuazione di siti adatti ad ospitare nuovi impianti e le relative autorizzazioni costruttive. Inoltre, la diffusa disponibilità di formazioni geologiche potenzialmente adatte allo stoccaggio di aria compressa favoriscono ulteriormente il futuro sviluppo di tale tecnologia.

Va detto però, che anche i sistemi CAES, affinché risultino economicamente vantaggiosi, devono rispondere a diversi requisiti: presenza della rete elettrica, vicinanza di fiumi o bacini per l’acqua di raffreddamento degli stadi di compressione, disponibilità di formazioni geologiche convenientemente sfruttabili per lo

Capitolo 7. Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell'arte

stoccaggio e della rete di trasporto del gas naturale. Mentre il collegamento fisico con il sistema elettrico è un requisito imprescindibile, alcuni vincoli progettuali possono essere evitati, al costo però di maggiori investimenti iniziali e maggiori oneri di esercizio: ad esempio, il raffreddamento dell'aria compressa può avvenire in atmosfera, anche se non è il metodo più efficiente; l'accumulo può avvenire in serbatoi artificiali; il combustibile può non provenire da condotte, ma potrebbe essere prodotto in loco come il biogas, o addirittura non essere affatto necessario, come negli impianti adiabatici [62][63].

7.1 Componenti d'impianto e parametri tecnici

Un sistema CAES si compone principalmente dei seguenti elementi:

- Un treno di compressori assiali con stadi in inter- e post-refrigerazione, aventi lo scopo di minimizzare il lavoro di compressione;
- Un sistema di accumulo, naturale o artificiale;
- Le camere di combustione a diversi livelli di pressione, dove l'aria compressa accumulata è il comburente;
- Un treno di espansori, ovvero delle turbine a gas;
- Un alternatore che funge anche da motore in alternanza tra le fasi di accumulo e generazione elettrica grazie ad un sistema a frizione;
- Delle attrezzature ausiliarie, come i serbatoi per il combustibile ed i relativi sistemi di iniezione, i sistemi di raffreddamento, gli scambiatori di calore, gli impianti elettrici ed altri sistemi meccanici;
- Un sistema di controllo remoto.

L'energia accumulata sotto forma di aria compressa viene generalmente utilizzata in un ciclo termodinamico di tipo Brayton-Joule. La turbina è fisicamente separata dal compressore, in modo da poterli azionare in maniera indipendente.

Per questi sistemi si definiscono due indici prestazionali, il *Charging Electricity Ratio* (CER) dato dal rapporto tra l'energia elettrica generata in fase di scarica (E_g [J]) e quella assorbita per l'accumulo (E_a [J]), e l'*Heat Rate* (HR [J/Wh]) ovvero il rapporto tra l'energia chimica del combustibile di alimentazione e l'energia elettrica generata.

$$\text{CER} = \frac{E_g}{E_a} \quad [\text{adim.}]; \tag{7.1}$$

$$\text{HR} = \frac{m_f \text{PCI}_f}{E_g} 3600 \quad [\text{J/Wh}]. \tag{7.2}$$

7.1. Componenti d’impianto e parametri tecnici

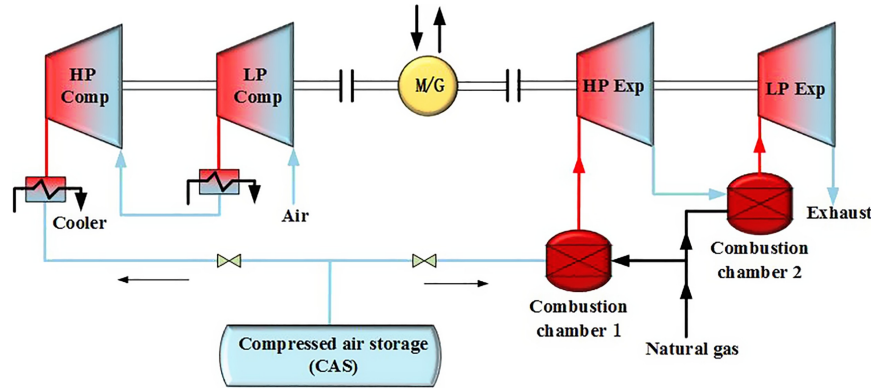


Figura 7.1: Schema funzionale di impianto CAES convenzionale

Per un sistema di accumulo “puro” il fattore CER assume valori sempre inferiori all’unità, a causa delle inevitabili perdite e irreversibilità di processo, mentre un CAES non adiabatico ha valori tipici compresi tra 1.2–1.6 a causa dell’input di combustibile. L’indice HR è spesso utilizzato nelle centrali termoelettriche per valutarne il consumo di combustibile necessario alla produzione di un Wh di energia elettrica ed è proporzionale all’inverso del rendimento di produzione elettrica. Il valore tipico per un impianto turbogas a ciclo aperto è di circa 9500 J/Wh: i CAES convenzionali mostrano fabbisogni di combustibile circa dimezzati, per cui si ottengono valori tipici compresi tra 4200 J/Wh–6000 J/Wh grazie all’azionamento del compressore in maniera differita dalla turbina e per mezzo dell’energia elettrica dalla rete (non considerata nell’indice HR).

Il modo più semplice per esprimere l’efficienza di un sistema CAES è il rendimento di primo principio, definito dal rapporto tra l’energia elettrica generata e la somma dell’energia elettrica assorbita e di quella termica del combustibile consumato.

$$\eta_1 = \frac{E_g}{E_a + E_f} = \left(\frac{1}{\text{CER}} + \frac{\text{HR}}{3600} \right)^{-1} \quad (7.3)$$

Il rendimento di primo principio è anche univoco, in quanto dipende solo da parametri d’impianto misurabili, tuttavia, attribuisce lo stesso valore termodinamico all’energia elettrica e a quella termica del combustibile.

Per confrontare adeguatamente i sistemi CAES con le altre tecnologie di accumulo puro, un approccio logico è quello di depurare la generazione elettrica dalla quota riconducibile all’utilizzo di una fonte ausiliaria, il gas naturale in questo caso, attraverso un rendimento di conversione del combustibile tipico degli impianti termoelettrici. Per questo motivo si introduce un termine di rendimento carica-scarica, η_{cs} , definito come il rapporto tra l’energia elettrica in fase di scarica ridotta della quota dovuta al consumo di combustibile, e

Capitolo 7. Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell'arte

l'energia elettrica assorbita in fase di carica.

$$\eta_{cs} = \frac{E_g - E_f \eta_{NG}}{E_a} = \text{CER} \left(1 - \frac{\text{HR}}{3600} \eta_{NG} \right) \quad (7.4)$$

Nel caso di impianti CAES adiabatici, facendo questi a meno del combustibile in fase di espansione, il rendimento assume la forma semplice dell'indice CER [64].

$$\eta = \text{CER} = \frac{E_g}{E_a} \quad (7.5)$$

Un ulteriore indice di confronto, e forse il più significativo, per i sistemi CAES, specialmente quelli che si propongono come opzione per il supporto alla diffusione della produzione da eolico, o dalle altre fonti rinnovabili non programmabili, è l'efficienza round-trip, definita come

$$\eta_{\text{RT}} = \frac{E_g}{E_a + E_f \eta_{NG}}. \quad (7.6)$$

Questo prende in considerazione l'effettiva energia elettrica che si potrebbe avere in ingresso ($E_a + E_f \eta_{NG}$), in cui il secondo termine è l'ammontare di elettricità che si sarebbe prodotto dallo stesso input di gas E_f se fosse stato impiegato in un impianto di sola generazione elettrica con efficienza η_{NG} .

In questo modo si fornisce un indice di efficienza elettricità-per-elettricità del sistema di accumulo che isola le perdite di energia nel sistema di conversione in aria compressa e viceversa. Per i sistemi convenzionali alimentati a gas naturale nei quali le quantità di calore fornito in combustione variano tra 6700 J/Wh–9400 J/Wh, l'efficienza round-trip assume valori tra 77%–89%, ipotizzando valori di CER = 1.5 e HR = 4220 J/Wh.

7.2 Gli impianti in funzione

Un impianto CAES può essere realizzato con varie configurazioni di cicli termodinamici. La selezione della struttura più adatta è dettata da condizioni specifiche ed operative, dalla morfologia del sito di installazione nonché da considerazioni economiche sui costi di investimento, su quelli variabili di esercizio e sulle caratteristiche di funzionamento e rendimento complessivi.

Gli impianti di grande taglia attualmente in funzione sono categorizzati come CAES di prima generazione, anche se presentano soluzioni progettuali per migliorare il rendimento termodinamico del ciclo. Si parla invece di CAES di seconda generazione per quegli impianti cosiddetti ibridi, quelli cioè che integrano sistemi di accumulo in aria compressa a sistemi di generazione tradizionale.

7.2.1 Impianto di Huntorf

L’impianto di Huntorf, nei pressi di Brema, in Germania, ha una potenza di 321 MW ed utilizza una coppia di caverne saline realizzate ad una profondità variabile tra i 650 m e 800 m, aventi rispettivamente volumi pari a 140 000 m³ e 170 000 m³ [61].

La presenza di due caverne è data da motivi di affidabilità e di protezione da eventuali problemi sulla rete. La prima caverna è effettivamente sfruttata mediante cicli di riempimento e svuotamento diurni, la seconda caverna invece è tenuta come riserva in caso di malfunzionamenti delle centrali nucleari o black-out.

Le funzioni a cui è destinato l’impianto riguardano il supporto alle grandi centrali termoelettriche nell’inseguimento del carico (*load following*) e nella copertura dei picchi (*peak shaving*), la stabilizzazione della tensione di rete attraverso il servizio di riserva reattiva e la partecipazione alla riattivazione dei grandi sistemi termoelettrici in caso di black-out.

Lo schema impiantistico prevede, per la fase di compressione, un primo compressore assiale multistadio, un refrigeratore intermedio, un secondo compressore radiale multistadio con due inter-refrigerazioni ed infine una post-refrigerazione che abbassa la temperatura dell’aria compressa fino a 50 °C prima dell’immissione nelle caverne al fine di evitar loro eccessivi stress termici.

I due compressori assorbono complessivamente una potenza meccanica di circa 60 MW e trattano una portata d’aria di 108 kg/s, impiegando circa 12 ore per il riempimento della caverna. La pressione minima ammessa in caverna è pari a 20 bar, mentre le pressioni operative effettivamente adottate durante le fasi di carica e scarica sono fra 43 bar e 70 bar, con un tasso massimo di svuotamento di 15 bar/h.

La fase di espansione è basata su due turbine, una di alta pressione e una di bassa, con un riscaldamento intermedio. La pressione all’ingresso della sezione di espansione viene mantenuta costante attraverso una valvola di laminazione, accettando una modesta perdita di efficienza. La temperatura di ingresso in turbina di alta pressione è di 490 °C, mentre per la turbina di bassa pressione si hanno una temperatura di 945 °C ed una pressione di 13 bar.

Non è previsto un rigeneratore per il recupero del calore sensibile allo scarico dell’ultima turbina e questo limita il rendimento del sistema, ma tale scelta è stata dettata dalla volontà di ridurre i tempi di avvio dell’impianto.

Il combustibile adottato è gas naturale: la portata di aria espansa è pari a 410 kg/s a fronte di una portata di aria al compressore di 108 kg/s.

La connessione delle turbomacchine con la rete elettrica avviene attraverso un generatore sincrono trifase reversibile raffreddato ad idrogeno. Esso può essere indipendentemente collegato all’albero dei compressori e a quello delle turbine per mezzo di due distinte frizioni auto innestanti.

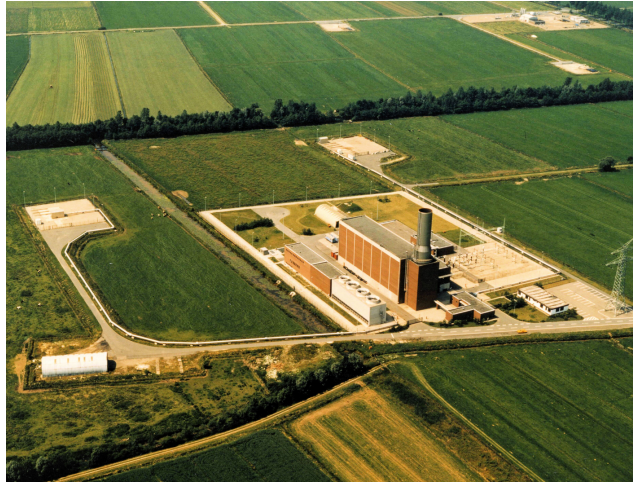


Figura 7.2: Foto aerea dell'impianto CAES di Huntorf

Grazie a valori degli indici di CER e HR rispettivamente di 1.22 e 5870 J/Wh, l'impianto può vantare un rendimento di carica-scarica η_{cs} pari a 36.5%.

7.2.2 Impianto di McIntosh

L'impianto di McIntosh, negli Stati Uniti, è un CAES rigenerativo ed ha una potenza elettrica in generazione di 110 MW con un'energia erogabile di 2.8 GWh.

Al contrario dell'impianto tedesco, questo fa uso di una singola caverna salina di forma pressapoco cilindrica di 560 000 m³ situato a circa 500 m di profondità. L'utilizzo di un solo sito di stoccaggio non porta agli stessi vantaggi in termini di gestione e manutenzione straordinaria dell'impianto di Huntorf, tuttavia include vari miglioramenti, come il sistema di recupero del calore di scarico e una migliore inter-refrigerazione dei compressori, che porta ad una riduzione dell'energia elettrica assorbita a parità di effetto utile.

La finalità principale dell'impianto è quella di accumulare l'aria nella caverna durante la notte quando il carico è basso così come il prezzo dell'energia, per poi generarla durante il giorno in corrispondenza dei picchi di richiesta elettrica. Funzioni secondarie riguardano il controllo della frequenza di rete e l'utilizzo come riserva in caso di squilibri della rete.

La sezione di potenza è caratterizzata dal posizionamento di tutte le turbomacchine su due alberi. Il motore/generatore è interposto tra i corpi di compressione ed espansione, con due frizioni di collegamento, una lato generazione e una lato compressione. Il compressore, con quattro stadi inter-refrigerati, assorbe una potenza di 53 MW ed ha le sezioni di alta e media pressione mec-

7.3. Gli impianti in fase di ricerca e sviluppo



Figura 7.3: Foto aerea dell'impianto CAES di McIntosh

canicamente collegate all'albero principale attraverso un moltiplicatore di giri mentre i compressori di bassa pressione sono calettati sull'albero del generatore. Prima dell'invio della portata d'aria di 94 kg/s nella caverna, alle pressioni operative di $45 \text{ bar} - 74 \text{ bar}$, viene effettuata una post-refrigerazione. Con questa portata massica la caverna ha un tempo di riempimento di 38 h e può garantire fino a 26 h di generazione elettrica in fase di scarica.

Anche in questo caso si è optato per un'espansione a pressione costante, pertanto l'aria viene laminata fino a 43 bar prima di essere preriscaldata nel recuperatore di calore. Le successive fasi di espansione con combustione intermedia, ed il recupero di calore dei gas in uscita dall'ultima turbina, permettono di ridurre il consumo di combustibile di circa il 22% rispetto l'impianto di Huntorf.

L'impianto così realizzato impiega circa 4 minuti per avviare la fase di accumulo mentre il tempo di avvio per la fase di generazione è di 11 minuti, riducibili a 7 in caso di emergenza.

Dal punto di vista delle prestazioni, questo CAES vanta indici di $\text{CER} = 1.33$ e di $\text{HR} = 4330 \text{ J/Wh}$. Tali grandezze permettono di ottenere un'efficienza di carica-scarica $\eta_{cs} = 63 \%$.

7.3 Gli impianti in fase di ricerca e sviluppo

7.3.1 Gli impianti adiabatici

Negli impianti CAES il raffreddamento dell'aria durante la compressione attraverso inter-refrigerazioni e post-refrigerazione è una necessità legata al contenimento della spesa energetica per l'operazione stessa di compressione e

Capitolo 7. Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell'arte

all'incremento della capacità di accumulo del serbatoio, nonché alla riduzione delle sollecitazioni termiche a cui vengono sottoposte le sue pareti.

Lo schema “adiabatico” di Figura 7.4 si propone di accumulare il calore acquisito dall'aria in fase di compressione, prima di stoccarla, per renderlo poi disponibile in fase di generazione al riscaldamento dell'aria stessa prima della sua espansione, evitando così il consumo di combustibile adoperato nei CAES tradizionali col medesimo scopo.

Un sistema puramente adiabatico avrà dunque temperature di inizio espansione non superiori a quelle di fine compressione (limitate a circa $550\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ dalla tecnologia attuale [65]), il che riduce le difficoltà tecnologiche di realizzazione degli espansori ma ne penalizza le prestazioni di potenza.

I CAES adiabatici (A-CAES) tornano ad essere considerati sistemi di accumulo puri, con rapporti tra energia elettrica generata ed assorbita (CER) inferiori ad 1. Il CER di un A-CAES varia tra 0.7–0.9, e in questa configurazione, tale valore corrisponde al rendimento di carica-scarica η_{cs} secondo la Eq. 7.5. I CAES adiabatici raggiungono rendimenti maggiori di quelli tradizionali poiché non devono sostenere le principali perdite exergetiche, come le dissipazioni di calore in ambiente, durante e dopo la compressione e la combustione di gas naturale nell'aria espansa [66][67].

Questa tipologia di impianti fu sviluppata a partire dalla fine degli anni '70, soprattutto negli Stati Uniti grazie ai finanziamenti alla ricerca messi in campo dal sistema elettrico statunitense (EPRI). I risultati delle sperimentazioni permisero di arrivare ad alte efficienze di accumulo con recupero di calore su due livelli, ma con costi specifici troppo alti per giustificare ulteriori analisi ed investimenti.

Tuttavia, la maggior complessità d'impianto e i costi del sistema di accumulo termico (*Thermal Energy Storage*, TES) presenta diversi vantaggi:

- Eliminazione del consumo di combustibile, tipicamente di origine fossile, delle emissioni inquinanti e di quelle ad effetto serra dovute alla sua combustione;
- Riduzione del costo marginale di esercizio dell'impianto;
- Snellimento delle autorizzazioni ambientali e dell'opposizione al progetto da parte delle popolazioni locali;
- Riduzione del numero di vincoli territoriali (ad esempio la disponibilità di gasdotti).

A partire dagli anni 2000 numerosi studi hanno analizzato, anche minuziosamente, configurazioni adiabatiche innovative. Il progetto di ricerca finanziato dall'UE durato quattro anni (tra il 2003 e il 2006) ha dato nuova vitalità alla

7.3. Gli impianti in fase di ricerca e sviluppo

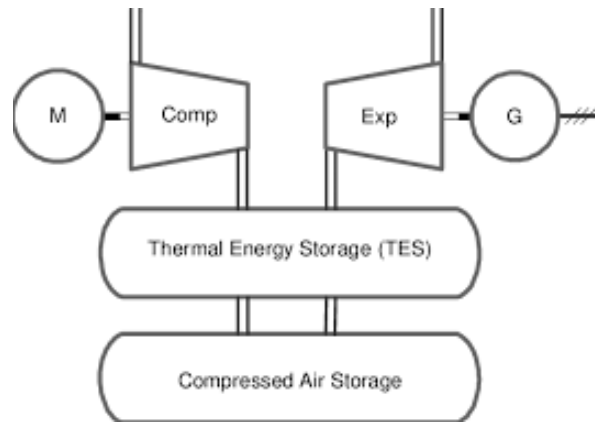


Figura 7.4: Schema di funzionamento di un impianto CAES adiabatico

tecnologia. Indicato con l’acronimo AA-CAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) ha coinvolto molte realtà industriali operanti in diversi settori dell’ingegneria, università e centri di ricerca. Al termine del progetto è stato dimostrato il potenziale tecnico per sviluppare componenti d’impianto (compressori, TES, turbine, ecc.) che permettano di ottenere CAES adiabatici sia per l’accumulo distribuito di piccola taglia, sia per accumuli centralizzati da 200 MW – 300 MW: per questi ultimi, in particolare, è stata prevista la possibilità di raggiungere efficienze di carica-scarica maggiori del 70 % e costi di investimento anche inferiori agli 800 €/kW [68].

I sistemi di accumulo termico

L’accumulo di energia termica svolge un ruolo determinante nell’operatività di un impianto CAES adiabatico e in termini di prestazioni (potenza elettrica generata, rendimento di carica-scarica), esso rientra tuttavia in un campo attualmente poco approfondito e nessun altro processo industriale richiede lo scambio e stoccaggio di energia termica da e verso aria (fluido a bassa massa volumica e conduttività termica), con elevate variazioni di temperatura (50 °C – 600 °C) e di umidità, alti livelli di pressione (superiori ai 40 bar) e grandi volumi [69]. I sistemi di accumulo termico (TES) quindi non rivestono solo un importante ruolo tecnico ma anche economico, stimato in oltre il 20 % del costo di investimento di un A-CAES [66][70].

Accumuli termici di grande capacità sono stati sviluppati per impianti solari termodinamici a concentrazione (*Concentrated Solar Power*, CSP), ma sono ancora pochissimi quelli in grado di accumulare il calore ad elevata temperatura e comunque operanti solo a pressioni atmosferiche o di poche decine di bar [71].

Capitolo 7. Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell'arte

Le possibili soluzioni tecniche possono essere di due tipologie in base allo scambio termico in gioco:

- Diretto, nel caso in cui l'aria scambi calore direttamente con il materiale atto all'accumulo, o indiretto, se lo scambio tra i due avviene attraverso un fluido termovettore, tipicamente liquido. Sebbene quest'ultimo aggiunga ulteriori irreversibilità al processo può risultare l'unica soluzione percorribile o quella più economica;
- Sensibile, se è perseguito attraverso la variazione di temperatura del materiale di accumulo, latente, se viene scambiato sotto forma di entalpia di transizione di fase del materiale di accumulo che permane a temperatura costante o chimico se viene accumulato in forma di entalpia di reazione dell'elemento di stoccaggio, il quale cambia in modo reversibile la sua natura chimica. L'accumulo latente ha il vantaggio, rispetto al sensibile, di rilasciare calore in fase di generazione a temperatura circa costante, con conseguente maggior efficienza del processo di espansione. Per quanto riguarda invece il meccanismo chimico esso avrebbe il notevole vantaggio di consentire uno stoccaggio a temperatura ambiente, con conseguente annullamento delle dissipazioni di calore, tuttavia è una soluzione complicata e ancora ai primi stadi di sviluppo.

Il progetto ADELE

Il progetto ADELE (acronimo tedesco per *adiabatic compressed air energy storage for electricity supply*) mira all'applicazione delle conoscenze tecnologiche sviluppate durante il progetto AA-CAES. Nell'impianto ADELE l'aria viene accumulata in una caverna di salgemma alla pressione indicativa di 70 bar, valore che dovrebbe garantire le migliori prestazioni termodinamiche. Dal punto di vista energetico è stato fissato come target un'efficienza di accumulo pari al 70 % con un rapporto tra potenza assorbita in compressione e rilasciata in espansione prossimo all'unità [68].

Le funzioni di ADELE saranno il disaccoppiamento temporale, il differimento degli investimenti di rete, il supporto per una regolazione efficiente e l'integrazione di fonti rinnovabili non programmabili (eolico in particolare).

L'obiettivo finale è la realizzazione di un impianto da 360 MW di potenza elettrica con un accumulo termico tra 1000 MWh–2000 MWh che garantisca un tempo di scarica dalle 4 alle 12 ore con 360 MWh di capacità.

Il sistema in fase di perfezionamento conta di accumulare aria compressa in una caverna sotterranea, probabilmente con dimensioni tra 150 000 m³ e 500 000 m³, con una geologia scelta appositamente per tollerare elevate pressioni e frequenze di riempimento-svuotamento. L'accumulo termico sarà affidato ad un recipiente in pressione di dimensioni tali da contenere l'elevata massa di

7.3. Gli impianti in fase di ricerca e sviluppo

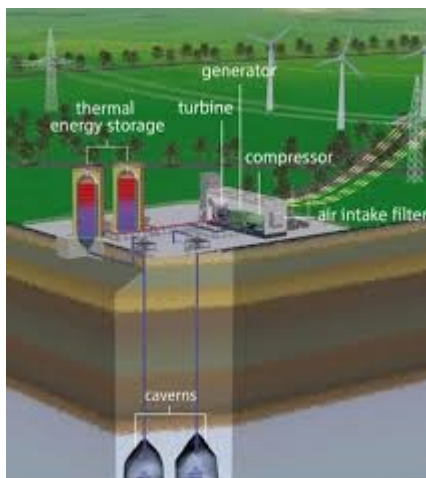


Figura 7.5: Layout di impianto per CAES adiabatico ADELE

materiale solido, per il quale l'istituto di ricerca tedesco DLR si sta occupando della sperimentazione.

A causa dei considerevoli sforzi necessari per risolvere le numerose difficoltà tecniche, è previsto che il sito entri in esercizio non prima del 2019 (alla data di questa scrittura, non esistono prove del suo attuale funzionamento).

7.3.2 Gli impianti di piccola e piccolissima scala

La tecnologia “Small CAES” (SCAES) è un promettente metodo per immagazzinare energia, con un'alta affidabilità e flessibilità economica, e ha delle caratteristiche differenti con il suo omonimo in larga scala. Usando serbatoi interrati o sul terreno è una soluzione molto più adattabile e flessibile in fase progettuale in particolare per la generazione distribuita che prenderà campo nelle reti elettriche [61][72].

Si distinguono dagli impianti di grande scala per la taglia di potenza elettrica erogabile.

- Small CAES, gli impianti con potenza tra i 50 MW e i 100 MW;
- Mini CAES, tra i 10 MW e i 50 MW;
- Micro CAES, con potenza inferiore ai 10 MW.

La più importante caratteristica di uno SCAES è l'uso di serbatoi (teoricamente anche piccole caverne) posti in superficie o interrati a basse profondità. Caratteristiche dei serbatoi come quantità, disposizione, dimensio-

Capitolo 7. Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell'arte

ni, altezza, materiali sono variabili tecniche ed economiche da considerare nel dimensionamento e nello studio di un tale sistema.

Uno dei parametri più importanti, che influenza il dimensionamento del compressore ma anche della turbina, è la pressione massima alla quale un serbatoio può lavorare. Esiste anche una pressione minima sotto la quale la turbina o il motore pneumatico perdono di efficienza o proprio non riescono a dare potenza. Un'altra importante influenza la esercita la temperatura che aumenta durante la compressione e diminuisce durante l'espansione. Senza un adeguato controllo termico molta energia viene persa: per ovviare al problema si possono usare serbatoi che limitano la dissipazione di calore, ma essendo richieste alte pressioni di esercizio, questi possono rappresentare voci di costo decisamente elevate.

D'altra parte, il dimensionamento della capacità di accumulo è decisiva nella progettazione di un sistema SCAES. Intuitivamente la stessa quantità di energia può essere immagazzinata con un alto numero di serbatoi di piccole dimensioni, oppure con un basso numero ma grandi dimensioni. Si è visto che all'aumentare del numero di serbatoi il costo dell'impianto aumenta più che proporzionalmente, quindi si cerca di lavorare con il minor numero di serbatoi possibile.

Negli impianti SCAES, al contrario dei rispettivi di grossa taglia che utilizzano camere di combustione per pre-riscaldare l'aria in espansione, non prevedendo altre fonti di calore, è fondamentale recuperare il calore della compressione e sfruttare l'effetto refrigerante dell'aria in espansione per ottenere rendimenti energetici soddisfacenti.

L'impianto AG Mini-A-CAES/2-TES

Nel 2012 è stato proposto un sistema mini CAES chiamato AG Mini-A-CAES/2-TES che risulta essere un sistema CAES con accumulo sul terreno della taglia di poche decine di MW combinato con un sistema TES a due livelli.

Il progetto viene dallo sviluppo di un CAES convenzionale con aggiunta dell'accumulo termico in due stadi.

Si riassumono brevemente vantaggi e svantaggi del sistema proposto.

• **Vantaggi**

- Costi di investimento totali minori delle tecnologie di pari taglia;
- Taglia ottimizzata per il funzionamento con eolico di media/piccola taglia o impianti fotovoltaici importanti;
- Tempi rapidi di risposta (nell'ordine dei minuti);
- Nessun problema nel reperimento di siti d'installazione idonei;

- Livelli di pericolosità limitati
- Nessun rischio per l’ambiente e senza uso di combustibili.

- **Svantaggi**

- Bassa efficienza, 54 %;
- Alti costi dovuti ai serbatoi, circa un terzo del totale;
- Sistemi di accumulo termico ancora in fase sperimentale.

Al momento della scrittura, l’impianto non ha ancora superato la fase progettuale, non esiste di fatto un sistema dimostrativo.

7.4 Sommario

Lo studio della tecnologia CAES in taglia ridotta ha evidenziato come i punti di forza di un tale sistema siano diversi da quelli di un CAES di grandi dimensioni. Gli impianti SCAES hanno delle particolarità qualità:

- La gestione e l’efficienza dipendono più dalla vicinanza del carico che non dall’impianto che genera l’energia elettrica ed è possibile pensare di installare degli impianti anche in zone urbane;
- Il processo isoterma può minimizzare il lavoro al compressore e massimizzare il lavoro dell’espansore tramite l’iniezione di fluido (acqua);
- Un sistema mini CAES può essere funzionale quando contemporaneamente esistono richieste di generazione di energia elettrica, raffreddamento e/o riscaldamento e stoccaggio di energia, come per esempio in un contesto urbano o industriale;
- La modularità dei serbatoi apre le porte all’ottimizzazione degli impianti potendo progettare meglio la pressione massima di lavoro (che è il parametro più influente) il numero di serbatoi richiesti e quindi il peso, le lunghezze e i costi annessi;
- L’utilizzo di componenti mature giova sicuramente nella progettazione e gestione di un impianto ma contemporaneamente rappresenta una quota importante dei costi da affrontare.

Sussistono tuttavia alcune problematiche.

- I serbatoi, pur non essendo una quota importante del progetto, hanno un peso rilevante nell’ottimizzazione dell’impianto: lunghezze, volumi, numero di serbatoi, pressioni minime e massime, caratteristiche geometriche costruttive sono variabili che se non accuratamente valutate possono penalizzare fortemente l’efficienza finale;

Capitolo 7. Sistemi di accumulo in aria compressa allo stato dell'arte

- I costi al kW per l'installazione sono circa due volte quelli di un CAES tradizionale e paragonabili, se non superiori, ai sistemi a batterie ma costi rispetto al kWh accumulato simili, se non inferiori, alle batterie;
- L'efficienza di scarica è inferiore rispetto alle batterie, ai volani o ai supercondensatori.

Capitolo 8

Studio preliminare del sistema di accumulo

Il progetto ha lo scopo di realizzare un sistema di produzione di energia elettrica ibrido risultante dall’abbinamento di un aerogeneratore di piccola taglia con un impianto di accumulo in aria compressa.

Le attività di ricerca in tal settore sono giustificate dalle politiche energetiche dei Paesi di diverse aree geografiche, soprattutto quelli in via di sviluppo che proprio negli ultimi anni si sono mostrati virtuosi negli investimenti alle fonti rinnovabili, primariamente solare fotovoltaico ed eolico, a sostegno della transizione dei propri sistemi elettrici. Si tratta di Paesi Isole, che comprendono isole, o addirittura Paesi sub-Sahariani dove la rete elettrica è carente o del tutto assente e, laddove vi sia richiesta di potenza, la generazione è affidata unicamente a gruppi elettrogeni alimentati a gasolio. Questi Paesi saranno chiamati nel breve-medio termine a dotarsi di sistemi di accumulo energetico come soluzione di passaggio verso la completa decarbonizzazione dei propri sistemi di generazione.

L’impianto di produzione ed accumulo proposto si pone l’obiettivo di dare risposta alle richieste di fornitura elettrica in zone rurali o remote, che concilino l’uso di fonti rinnovabili a basso impatto ambientale con l’esigenza di garanzia del servizio elettrico. Da una parte potrà favorire il raggiungimento degli obiettivi di abbattimento delle emissioni nocive, dall’altra estenderà la fruibilità degli impianti mini-eolici svincolandosi dalla caratteristica di non programmabilità della fonte rinnovabile.

La tipologia di sistema ad aria compressa può essere compresa nella categoria dei sistemi micro-CAES ($P < 10$ MW), e facendo uso di accumulo artificiale fuori terra, si può definire l’intero impianto come *Above Ground Artificial micro CAES system*, da cui l’acronimo AGAmCAES.

In questo capitolo si descriverà l’impianto di stoccaggio in aria compressa, lo si analizzerà dal punto di vista prestazionale e si valuterà l’applicazione a supporto della produzione elettrica di una turbina eolica di piccola taglia.

8.1 Descrizione del sistema

Il contesto applicativo per il sistema AGAmCAES è l’accumulo energetico a livello residenziale nelle aree rurali o remote di Paesi in via di sviluppo o in ambito turistico, con possibilità di adattamento anche al settore agricolo. Attualmente le uniche fonti di approvvigionamento di potenza elettrica presenti in tali contesti sono generatori diesel, spesso molto datati (vedi l’esempio di Figura 8.1) e che richiedono cospicui costi di gestione per le continue attività di manutenzione e gli alti consumi di carburante.

Il punto di forza del sistema è l’impiego di tecnologie e componenti di uso commerciale e comprovata affidabilità, di cui sia facile il reperimento di materiali per la produzione e la manutenzione direttamente in loco.

Il sistema in oggetto si compone di due parti principali, una stazione di compressione a monte ed una stazione di generazione a valle del componente di accumulo. Lo schema funzionale di base presentato in Figura 8.2, comprende i principali componenti:

1. Motore elettrico;
2. Compressore volumetrico;
3. Scambiatore di calore a tubi alettati;
7. Essiccatore;
8. Serbatoio di accumulo;
9. Valvola di regolazione;
10. Lubrificatore;
11. Motore pneumatico;
12. Generatore elettrico;

insieme agli strumenti per il monitoraggio delle condizioni di lavoro:

4. Misuratore di portata;
5. Sonda di pressione;
6. Sonda di temperatura.

Lo schema base potrà essere adattato per rispondere alle richieste di autonomia o di potenza elettrica, replicando i componenti principali.

Nelle fasi operative, quando la produzione da fonte rinnovabile è tale da garantire un adeguato livello di potenza, il compressore porta una certa quantità d’aria fino alla pressione di stoccaggio. L’aria in uscita dal compressore avrà



Figura 8.1: Tipico gruppo elettrogeno a gasolio in uso nelle isole.

acquistato un certo calore, e si richiede allo scambiatore di riportare i livelli di temperatura entro i limiti dettati dalle condizioni di lavoro dei componenti.

Operando con aria ambiente, sarà necessario provvedere ad asportare l'eventuale condensa di umidità che si sia formata, attraverso il passaggio del flusso nell'essiccatore, prima di immettersi in serbatoio.

Il serbatoio stesso, prevedendo di operare a temperature relativamente alte, dovrà essere isolato termicamente per mantenere il grado di calore necessario a contenere la temperatura finale allo scarico del motore. Questo servirà anche ad evitare pericolosi stress termici.

Al motore pneumatico sono richieste precise condizioni di lavoro, in termini di portata e di pressione in ingresso. Queste devono essere mantenute costanti durante la fase di scarica dal serbatoio per assicurare un funzionamento ottimale del generatore elettrico comandato dal motore stesso. A tal scopo è stata inserita a valle del serbatoio una valvola di regolazione retro-azionata.

In ultimo, subito prima di iniettare l'aria compressa nel motore pneumatico, è necessario lubrificare la carica con una certa quantità di olio che permette al motore di lavorare in assenza di attrito. A valle del motore potrà essere previsto un filtro (non indicato nel diagramma di Figura 8.2) per impedire la fuoriuscita di particelle oleose.

Per poter essere applicati anche in contesti residenziali, il generatore ed il motore elettrico dovranno lavorare in corrente alternata trifase a tensione nominale di 400 V.

Il serbatoio è il componente che permette di differire temporalmente le fasi di compressione e generazione, in modo da dare supporto alla rete nei momenti di calo di produzione da fonte rinnovabile o in assenza di essa. Da esso dipende quindi l'autonomia dell'impianto, e sarà cruciale nella definizione dei contesti

Capitolo 8. Studio preliminare del sistema di accumulo

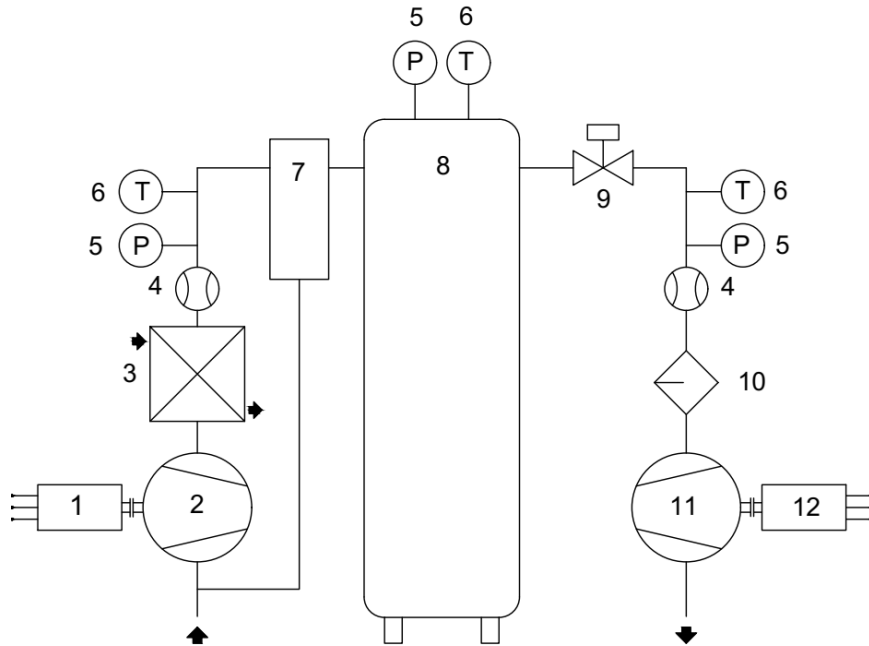


Figura 8.2: Schema funzionale dell'impianto di accumulo

di applicazione, in quanto potrebbero essere richiesti spazi considerevoli per rispettare le tempistiche di funzionamento.

Tutto il sistema sarà gestito da un controllore intelligente che dovrà decidere autonomamente quando operare l'accumulo di energia o l'erogazione in base alle condizioni di carico elettrico a valle e di disponibilità della fonte rinnovabile a monte. Per farlo sono richiesti una serie di sensori nei punti principali dell'impianto di accumulo, quali misuratori di portata, di pressione e di temperatura, che comunichino costantemente con il controllore. Le operazioni di commutazione di funzionalità saranno demandate a sistemi elettro-meccanici come elettro-valvole, contattori di potenza e simili: questi dovranno essere gestiti in maniera opportuna da un sistema elettrico di potenza, eventualmente bi-direzionale. La progettazione del sistema di gestione e monitoraggio non è stata affrontata in questo lavoro, ma sarà demandata alla successiva fase della ricerca che riguarderà la realizzazione di un impianto di prova per la valutazione delle prestazioni effettive.

Le qualità di efficienza del sistema dipendono dai componenti di estremità, ovvero motore pneumatico e compressore. In particolare, si vedrà che il motore pneumatico è quello che detta le condizioni di lavoro dell'intero circuito, una volta definiti i tempi di autonomia. D'altra parte, il compressore dovrà rispondere alla richiesta di energia accumulata per tale autonomia, garantendo una portata d'aria tale da "riempire" il serbatoio nel tempo di ricarica prestabilito.

È da sottolineare, che le quantità energetiche generate e consumate possono variare significativamente ed in modo indipendente l’una dall’altra, pertanto il calcolo dell’efficienza dovrà essere fatto sulla stessa base temporale.

Caratteristica principe del sistema proposto è quella di impiegare tecnologie esistenti e di comprovata funzionalità, perciò il dimensionamento sarà effettuato sulle effettive prestazioni dei componenti disponibili, imponendo di rispettare le condizioni operative.

Queste considerazioni valgono per tutti i componenti individuati, tranne che per il motore pneumatico. In effetti, al momento di questa scrittura, le tipologie di macchine volumetriche per l’elaborazione di aria compressa sono decisamente scarse, e tra quelle probabili molte sono ferme allo stadio sperimentale. Solo pochissime hanno trovato effettivo impiego nel settore della generazione di potenza: ad esempio, negli impianti ORC, si utilizzano sistemi di recupero del calore basati sulla tecnologia scroll adattata al funzionamento invertito.

Il motore pneumatico prescelto per questa particolare applicazione appartiene anch’esso alla famiglia degli scroll e le sue prestazioni sono state fornite direttamente dal produttore. Sulla base delle sue specifiche tecniche è stata svolta l’analisi seguente.

8.2 Analisi delle prestazioni

Le prestazioni dell’impianto in fase di studio sono state determinate ipotizzando un caso applicativo che richieda un’autonomia di 4 ore.

La valutazione delle condizioni di lavoro dell’impianto è basata sul componente principale, il motore ad aria compressa che recupera l’energia accumulata per generare potenza elettrica attraverso il suo generatore. Le caratteristiche tecniche fornite dal produttore indicano che il componente può lavorare anche in altre condizioni di aria in ingresso, raccolte nella Tabella 8.1. In particolare si può abbassare la pressione di lavoro fino a 6 bar (600 kPa), a tutto vantaggio della sicurezza dell’impianto e permette di contenere i costi per i componenti.

Tabella 8.1: Prestazioni fornite a varie pressioni dell’aria in ingresso

p (kPa)	V_{FAD}^a (l/min)	\dot{m} (kg/s)	Ω (RPM)	P_m (W)
1000	1540	0.0305	3600	3160
600	926	0.0183	3600	1630

^aValutata in condizioni standard FAD: $T=20\text{ }^\circ\text{C}$; $p=100\text{ kPa}$.

Capitolo 8. Studio preliminare del sistema di accumulo

Per l’analisi termodinamica degli stati del fluido di processo si faccia riferimento allo schema d’impianto semplificato di Figura 8.3.

Partendo dalla parte di generazione a valle del serbatoio, si vuole determinare la temperatura dell’aria allo scarico del motore pneumatico nelle due condizioni di pressione in ingresso. Nelle condizioni di lavoro considerate, si può presumere che l’aria si comporti come gas perfetto, pertanto valgono le relazioni

$$pv^k = Tp^{\frac{k}{k-1}} = \text{cost.} \quad (8.1)$$

e si utilizzano i valori noti delle proprietà dell’aria:

$$R = 287 \text{ J/(kg K)} \quad (8.2)$$

$$c_p = 1005 \text{ J/(kg K)} \quad (8.3)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1.4 \quad (8.4)$$

Si vuole valutare quale sia il salto di temperatura dovuto alla trasformazione di espansione nel motore pneumatico. Dal momento che per l’aria vale

$$dh = c_p dT \quad (8.5)$$

$$h_4 - h_5 = c_p(T_4 - T_5) \quad (8.6)$$

e che

$$h_4 - h_5 = \eta_{is} \delta h_{is} \quad (8.7)$$

con

$$\Delta h_{is} = h_4 - h_{5s} = \frac{k}{k-1} RT_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (8.8)$$

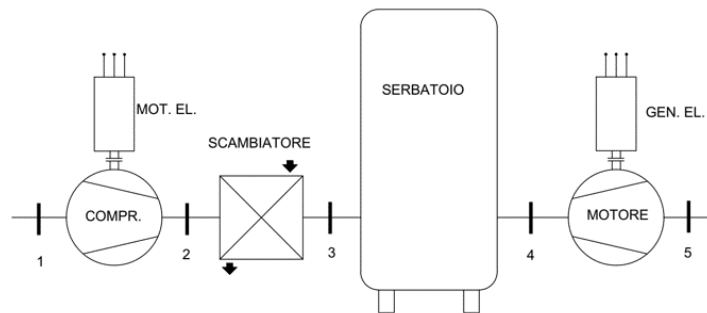


Figura 8.3: Schema semplificato d’impianto per il calcolo delle prestazioni

si può scrivere

$$\Delta T_{4-5} = (T_4 - T_5) = \frac{\eta_{is}}{c_p} \frac{k}{k-1} RT_4 \left[1 - \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (8.9)$$

In mancanza di dati tecnici validi, si impone un rendimento isoentropico di espansione $\eta_{is} = 0.6$, reperito in letteratura per la stessa tipologia di macchina, ed una pressione di scarico di $p_5 = 120$ kPa. Supponendo una temperatura dell'aria in ingresso $T_4 = 25$ °C (298 K) si ottiene:

$$\Delta T_{4-5} = 65.9 \text{ K} \quad \text{per} \quad p_4 = 600 \text{ kPa} \quad (8.10)$$

e

$$\Delta T_{4-5} = 81.2 \text{ K} \quad \text{per} \quad p_4 = 1000 \text{ kPa} \quad (8.11)$$

risultando in valori di temperatura allo scarico di:

$$T_5 = 232.1 \text{ K} = -40.9 \text{ °C} \quad \text{per} \quad p_4 = 600 \text{ kPa} \quad (8.12)$$

$$T_5 = 216.8 \text{ K} = -56.2 \text{ °C} \quad \text{per} \quad p_4 = 1000 \text{ kPa} \quad (8.13)$$

Questi valori sono proibitivi per le tecnologie attuali, pertanto è necessario che l'aria in ingresso al motore sia ad una temperatura almeno superiore a 66 °C nel caso $p_4 = 600$ kPa (a 82 °C per $p_4 = 1000$ kPa) per evitare la formazione di ghiaccio in fase di espansione. Dall'altra parte, i range di funzionamento dei componenti individuati per l'impianto limitano i valori massimi di temperatura di esercizio a circa 80 °C.

Date le condizioni di lavoro stringenti, nel seguito verrà considerato il solo caso a pressione di lavoro di 600 kPa, imponendo una temperatura di ingresso al motore di $T_4 = 80$ °C. In questo modo si ottiene una temperatura allo scarico di

$$T_5 = 1.97 \text{ °C}.$$

Ai fini del calcolo della pressione di accumulo in serbatoio, si valutano le perdite di carico nel tratto di circuito che alimenta il motore pneumatico. A monte del motore sono presenti un lubrificatore ed un regolatore di pressione le cui perdite di carico possono essere reperite a catalogo. La perdita di pressione complessiva per entrambi è di

$$\Delta p = 10 + 30 = 40 \text{ kPa},$$

pertanto la pressione nel serbatoio dovrà essere almeno pari a 640 kPa, ma per

Capitolo 8. Studio preliminare del sistema di accumulo

garantire un certo “battente” per il funzionamento del sistema si impone

$$p_S = 700 \text{ kPa}$$

e si dovrà mantenere una temperatura interna media di

$$T_S = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

prevedendo la coibentazione del serbatoio.

Per il calcolo del volume d’accumulo necessario alla fornitura di potenza elettrica per un autonomia ipotetica di 4 ore, si determina la massa d’aria totale richiesta.

La portata massica al motore pneumatico tale da garantire la sua energia per 1 ora vale

$$M = \dot{m}\Delta t \tag{8.14}$$

$$= 1.83 \times 10^{-2} \cdot 3600 = 65.88 \text{ kg} \tag{8.15}$$

che alle condizioni di accumulo in serbatoio (p_S e T_S) occupa un volume di

$$V = \frac{MRT_S}{p_S} = 9.53 \text{ m}^3 \tag{8.16}$$

fornendo un energia elettrica di

$$E_{el} = P_m \eta_{el} \Delta t = 1630 \cdot 0.95 \cdot 3600 = 1.55 \text{ kWh.} \tag{8.17}$$

L’energia elettrica totale fornita nelle 4 ore sarà di

$$E_{el,m} = E_{el} \cdot 4 = 6.19 \text{ kWh} \tag{8.18}$$

richiedendo un volume di accumulo di circa

$$V_{tot} = 1.25 \cdot V \cdot 4 = 50.85 \text{ m}^3 \tag{8.19}$$

che è stato maggiorato del 25% per tenere conto della pressione residua una volta scaricata la massa utile al motore.

Si procede ora alla valutazione delle prestazioni richieste al lato di compressione a monte del serbatoio di accumulo. Per semplicità di trattazione, si impone che il tempo di ricarica del volume di accumulo sia uguale a quello richiesto in generazione, ovvero 4 ore.

Le condizioni note sono la pressione di stoccaggio di $p_S = 700 \text{ kPa}$ e la temperatura $T_S = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ che devono essere garantite in uscita dallo scambiatore di calore. Per il compressore i parametri ambientali in ingresso sono quelli

8.2. *Analisi delle prestazioni*

atmosferici, $p_1 = 100 \text{ kPa}$ e $T_1 = 293 \text{ K}$ (20°C), mentre allo scarico dovrà garantire almeno una pressione di $p_2 = 750 \text{ kPa}$ che tenga conto delle perdite nello scambiatore subito a valle. Ipotizzando che il compressore sia bi-stadio, è possibile stimarne la potenza richiesta e la temperatura dell’aria in uscita.

Siccome all’interno di una macchina volumetrica si ha una sottrazione più o meno spinta di calore, si considera la trasformazione di compressione come isoterma, piuttosto che adiabatica isoentropica come nelle turbomacchine. Il lavoro isoterma per unità di massa l_{it} può essere quindi espresso come

$$l_{it} = RT_a \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (8.20)$$

dove con T_a si indica la temperatura della carica d’aria dovuta alle condizioni di aspirazione, funzione del rapporto di compressione del singolo stadio, e i cui valori sono tabellati nei manuali di settore. La potenza effettiva richiesta al motore sarà data infine da

$$P_m = \dot{m} \frac{l_{it}}{\eta_{is}} \quad (8.21)$$

Per minimizzare il lavoro di compressione bi-stadio, la pratica suggerisce di adottare un rapporto di compressione intermedio dato da

$$\beta_i = \sqrt{\beta} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt{7.5} = 2.74 \quad (8.22)$$

con il quale è possibile determinare le portate volumetriche di ogni stadio. A parità di tempo di funzionamento tra la fase di carica e scarica del volume di accumulo, la portata massica d’aria da garantire è la stessa, pari a

$$\dot{m} = 1.83 \times 10^{-2} \text{ kg/s.}$$

La portata volumetrica riferita alle condizioni normali ($p_0 = 101\,325 \text{ Pa}$ e $T_0 = 273 \text{ K}$) è

$$\dot{V}_0 = \frac{\dot{m}_0 RT_0}{p_0} = 1.42 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s.} \quad (8.23)$$

Quella riferita alle condizioni di aspirazione del I stadio

$$\dot{V}_I = \dot{V}_0 \frac{p_0 T_1}{p_1 T_0} = 1.54 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.24)$$

e quella riferita alle condizioni di aspirazione del II stadio, supponendo che l’interrefrigerazione sia in grado di portare l’aria a $T_{i2} = 50^\circ\text{C}$ (323 K) e con una pressione intermedia

$$p_{i2} = p_1 \beta_i = 274 \text{ kPa,} \quad (8.25)$$

Capitolo 8. Studio preliminare del sistema di accumulo

vale

$$\dot{V}_{II} = \dot{V}_0 \frac{p_0 T_{i2}}{p_{i2} T_0} = 6.89 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (8.26)$$

Si può ora valutare l'efficienza volumetrica di ogni stadio come

$$\eta_v = \lambda_p \left(1 - \varepsilon \left[\beta_i^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right), \quad (8.27)$$

con i pedici 1 e 2 ad indicare le condizioni di ingresso ed uscita dal singolo stadio ed assumendo come valori suggeriti in letteratura per

- il coefficiente di perdite per tenuta: $\lambda_p = 0.97$;
- il grado di spazio morto per il primo stadio: $\varepsilon_I = 0.05$;
- il grado di spazio morto per il secondo stadio: $\varepsilon_{II} = 0.08$;
- l'esponente della politropica di riespansione: $n = 1.35$.

Si ottengono i valori

$$\eta_{v,I} = 0.916$$

$$\eta_{v,II} = 0.884$$

con i quali è possibile calcolare la portata d'aria effettivamente elaborata dalla macchina, una volta individuati la cilindrata ed il numero di giri di funzionamento.

La potenza assorbita può essere determinata con le Eq. (8.20) e (8.21), assumendo un rendimento isoterma effettivo $\eta_{ite} = 0.65$.

$$l_{it,I} = RT_1 \ln \beta_i = 287 \cdot 293 \cdot \ln(2.74) = 84\,760.19 \text{ J/kg} \quad (8.28)$$

$$l_{it,II} = RT_{i2} \ln \beta_i = 287 \cdot 323 \cdot \ln(2.74) = 93\,438.71 \text{ J/kg} \quad (8.29)$$

da cui

$$\begin{aligned} P_m &= \dot{m} \frac{(l_{it,I} + l_{it,II})}{\eta_{ite}} \\ &= 1.83 \times 10^{-2} \cdot \frac{(84760.19 + 93438.71)}{0.65} = 5016.98 \text{ W} \end{aligned}$$

che corrisponde ad una potenza elettrica, assumendo l'efficienza del motore elettrico $\eta_e = 0.95$,

$$P_{e,c} = P_m \eta_e = 5281.04 \text{ W} \quad (8.30)$$

Si determina l'effettiva temperatura dell'aria di mandata del compressore T_2 partendo dal rendimento isoterma effettivo

$$\eta_{ite} = \eta_{it} \cdot \eta_m \quad (8.31)$$

8.2. Analisi delle prestazioni

con

$$\eta_{it} = \frac{T_{os} - T_i}{T_o - T_i} \quad (8.32)$$

con $T_i = T_{i2}$ e $T_o = T_2$ le temperature effettive di ingresso e uscita dall’ultimo stadio di compressione e T_{os} la temperatura ideale di uscita dallo stesso, calcolata mediante la Eq. (8.1):

$$T_{os} = T_{i2} \beta_i^{\frac{n-1}{n}} \quad (8.33)$$

Assumendo un valore medio per il rendimento meccanico di $\eta_m = 0.9$, si calcola un valore di

$$T_2 = \frac{T_{os} - T_{i2}}{\eta_{ite}} \eta_m + T_{i2} = 456.61 \text{ K} \approx 183 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.34)$$

Infine, l’energia elettrica richiesta per la ricarica del volume necessario a garantire l’autonomia di 4 ore è

$$E_{el,c} = P_{e,c} \cdot 4 = 21.12 \text{ kWh} \quad (8.35)$$

Dal momento che la base temporale di valutazione è la stessa, si può determinare l’efficienza round-trip del sistema di accumulo.

$$\eta_{rt} = \frac{E_{el,m}}{E_{el,c}} = 29.3 \% \quad (8.36)$$

Per concludere si riepilogano nella Tabella 8.2 le condizioni di lavoro nei punti notevoli del circuito di Figura 8.3.

Infine possono essere valutati gli indici energetici utili al confronto con le altre tecnologie di accumulo disponibili: la densità di potenza δP , definita come il rapporto tra la potenza elettrica disponibile ed il volume di accumulo

$$\delta P = \frac{P_m \eta_{el}}{V_{tot}} = \frac{1630 \cdot 0.95}{50.85} = 30.45 \text{ W/m}^3; \quad (8.37)$$

Tabella 8.2: Parametri di lavoro del circuito ad aria compressa

Punto	p (kPa)	T ($^\circ\text{C}$)
1	100	20
2	750	183
3	700	85
4	600	80
5	120	1.97

Capitolo 8. Studio preliminare del sistema di accumulo

e la densità energetica δE , ovvero l’energia elettrica immagazzinata per unità di volume occupato

$$\delta E = \frac{E_{el,m}}{V_{tot}} = \frac{6.19}{50.85} = 0.122 \text{ kWh/m}^3. \quad (8.38)$$

Presi tali valori singolarmente, è evidente che questa tecnologia di accumulo non è ancora competitiva con gli altri sistemi disponibili sul mercato, primo tra tutti l’accumulo elettrochimico in batteria. Tuttavia, se si guarda al rendimento generale ottenuto, il valore è del tutto in linea con le tecnologie di generazione elettrica attuali: basti pensare ai generatori alimentati a gasolio, che scarsamente superano il 40% di efficienza, soprattutto se si tratta di impianti obsoleti ed usurati come quello nell’esempio di Figura 8.1. Oltretutto, in paragone agli impianti di accumulo in aria compressa attualmente esistenti, il sistema qui proposto non fa uso di un bruciatore ausiliario per aumentare il volume d’aria elaborato in espansione, che permetterebbe di innalzare i valori degli indici energetici a scapito di un ulteriore costo operativo legato al combustibile. Per altro, è un sistema versatile e facilmente modulabile, in quanto l’accumulo è fatto in serbatoio e non in caverna, permettendo l’adattamento alle diverse applicazioni.

Si deve precisare, però che la valutazione in oggetto non ha tenuto conto dell’energia richiesta dallo scambiatore di calore per mantenere le condizioni operative nel circuito: questo può inficiare sul rendimento di conversione finale aumentando la richiesta di potenza alla stazione di compressione.

Capitolo 9

Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro di ricerca qui presentato ha avuto come obiettivo principale la caratterizzazione fluidodinamica ed acustica di appendici aerodinamiche per la riduzione del rumore prodotto dalle pale di turbine eoliche di piccola taglia.

Le appendici in questione sono dispositivi con bordo a dente di sega, comunemente note con il termine *trailing-edge serrations*, TES, nate dallo studio del piumaggio delle ali dei rapaci notturni che per esperienza sono i volatili più silenziosi al mondo. Queste appendici sono state oggetto di sperimentazione da tempi remoti in quanto ritenute valide soluzioni per la mitigazione del rumore prodotto dal bordo di coda delle pale di turbine eoliche, e sulle quali si sono divisi i filoni di ricerca di tipo numerico da quello sperimentale con l’obiettivo comune di arrivare a relazioni per la corretta progettazione dei dispositivi.

La campagna sperimentale si è articolata in due fasi: la prima ha visto i test fluidodinamici delle appendici su un modello di ala rettangolare in galleria del vento; la seconda ha riguardato i test acustici in camera semi-anecoica su un modello rotante che replica il funzionamento di una turbina in scala.

I test fluidodinamici sono stati eseguiti presso il Laboratorio Galleria del Vento Ambientale (LGVA) dell’Università Politecnica delle Marche. Le appendici dentate, realizzate internamente secondo specifiche tecniche in accordo con quanto disponibile in letteratura, sono state installate su un modello alare in legno. Il modello di base è un’ala rettangolare con profilo alare NACA 64₂ 014A di 45 cm di corda e 140 cm di apertura. Il profilo di tipo laminare è stato scelto come banco di prova per lo studio delle appendici dentate in quanto capace di un minor sviluppo dello strato limite turbolento, così da enfatizzare gli effetti delle dentature, e perché considerato una soluzione efficace per le moderne turbine eoliche grazie alla sua capacità di operare in un buon range di angoli di attacco senza incrementare la resistenza aerodinamica.

Il set di appendici dentate è composto da due profili differenti, per poter valutare come i parametri geometrici hanno effetto sul comportamento fluidodinamico. Le prove hanno visto misure di carattere globale e locale.

Le misure globali hanno visto la determinazione delle azioni aerodinamiche con l’ausilio di una bilancia estensimetrica a tre assi, testando i modelli in con-

Capitolo 9. Conclusioni e sviluppi futuri

dizioni di velocità di flusso V_∞ pari a 5.84 m/s e 10.98 m/s ed angoli d’attacco α compresi tra -12° e $+12^\circ$. Le misure locali hanno riguardato la valutazione della distribuzione di pressione attorno alla sezione del modello, resa possibile grazie a punti di misura presenti sulle superfici dell’ala e delle appendici, acquisiti da sensori di pressione differenziali in condizioni di flusso a velocità $V_\infty = 5.84$ m/s e per angoli d’attacco α compresi tra -8° e $+8^\circ$.

Al fine di valutare l’influenza dei parametri geometrici caratteristici delle dentature sul comportamento fluidodinamico dei modelli, le appendici sono state realizzate in due geometrie, differenti per l’ampiezza della dentatura. Tenuto conto della sostanziale modifica apportata al profilo alare di base dall’applicazione delle appendici dentate, è stata prevista una terza appendice con bordo rettilineo tale da avere un modello di confronto a parità di superficie alare e curvatura del profilo.

Le misure di bilancia hanno permesso di valutare il comportamento aerodinamico dei modelli in termini dei coefficienti adimensionali delle azioni di portanza, resistenza e momento, al variare dell’angolo d’attacco.

Il modello di riferimento è stato caratterizzato preventivamente sotto le medesime condizioni di test. I suoi risultati hanno mostrato il tipico comportamento dei profili alari con camber arretrata: una curva di portanza traslata verso valori superiori, con angolo di portanza nulla negativo, e una maggiore resistenza; ma soprattutto una curva di momento aerodinamico negativo con andamento decrescente.

I dati dei modelli dentati hanno mostrato, da un punto di vista generale, che entrambe le geometrie sono caratterizzate da una minore capacità portante su tutto il campo di funzionamento, con una relativa minore resistenza aerodinamica rispetto al modello equivalente non dentato, nonostante i tre modelli abbiano la stessa superficie alare. Nel confronto tra i due modelli dentati, quello con dentatura più stretta ha mostrato valori dei coefficienti C_L e C_D inferiori per gran parte degli angoli d’attacco testati. Entrambi hanno evidenziato una certa capacità di limitazione della separazione della scia agli alti angoli. Questo tuttavia non ha portato vantaggi dal punto di vista dell’efficienza aerodinamica, che è risultata inferiore come valore massimo rispetto al modello di riferimento.

Con le misure di pressione sono state ottenute le distribuzioni del coefficiente di pressione sulla sezione strumentata dei modelli. I risultati hanno confermato quanto visto dalle misure di bilancia, almeno per il modello di riferimento. Per i modelli dentati, in effetti, i dati non possono essere confrontati con le misure integrali a causa delle componenti di flusso uscenti dal piano di misura.

In generale si è visto che l’applicazione delle appendici dentate si risente sulla distribuzione di pressione dell’intera sezione, con effetti pure sull’entità della bolla laminare, in tutte le condizioni di test. Lungo l’estensione delle dentature è stato evidenziato che la pressione risente del flusso incrociato tra un dente

e l'altro. Per il modello con dentatura stretta questo effetto si è rivelato più intenso. Inoltre è emerso un andamento della pressione particolare verso la punta delle dentature, come in risposta ad una sorta di accelerazione del flusso che non è stata giustificata da alcuna curvatura della superficie lambita.

Per il caso ad angolo d'attacco nullo è stato notato un fenomeno anomalo di inversione dei valori di C_p tra intradosso ed estradosso in entrambi i modelli dentati, con zone di influenza diverse: anche qui il modello con dentatura stretta si è dimostrato il più affetto da tale fenomeno.

Per cercare di comprendere il fatto, è stata indagata una sezione dei modelli corrispondente alla gola delle dentature. I risultati hanno presentato una distribuzione di pressione molto simile a quella del modello di base senza appendici, con una inversione dei valori solo verso la coda. Ciononostante, anche ipotizzando di estendere questi risultati all'intero modello, non è stato possibile giustificare i valori positivi di C_L registrati dalle prove di bilancia.

Si ritiene dunque, che altri fenomeni fluidodinamici entrino in gioco che non è stato possibile prevedere né misurare. In aggiunta, non è da escludere che le inevitabili imperfezioni costruttive del modello e delle appendici abbiano influito sulla bontà dei test, in particolare nelle delicate condizioni di test ad angolo nullo. In effetti, aumentando l'angolo di lavoro del modello, non è più presente un tale comportamento.

All'aumentare dell'angolo d'attacco, sono stati rilevati effetti sulla estensione e sulla posizione della bolla laminare e sull'intensità del picco di aspirazione. Lungo il dorso delle dentature sono stati ritrovati andamenti analoghi agli altri casi, con l'apparente accelerazione del flusso verso la punta dei denti. Nei pressi del bordo d'entrata, invece, è stato evidenziato uno spostamento della zona di ristagno all'intradosso, come se l'angolo di flusso effettivamente sperimentato dai modelli con appendici dentate fosse inferiore rispetto a quello del modello di riferimento.

La campagna sperimentale è proseguita con i test acustici, effettuati presso il laboratorio Camera Semi-Anecoica dell'Università Politecnica delle Marche. Oggetto di studio è stato un modello in scala progettato e realizzato in precedenti lavori che replica il comportamento fluidodinamico della pala di una turbina eolica di piccola taglia. L'apparato sperimentale è essenzialmente un ventilatore mono-pala mosso da un motore elettrico a giri variabili capace di lavorare a velocità di regime di 650 RPM. Lo scopo di avere un'unica pala come modello rotante è di riprodurre le condizioni di flusso che possono trovarsi sulle pale di turbine eoliche, evitando il disturbo dovuto al passaggio di una pala precedente. La geometria della pala è stata progettata in modo da ottenere velocità ed angolo di flusso uguali a quelli di una turbina eolica di piccola taglia. Il profilo alare NACA 2420 della stessa è stato scelto per operare ad alte velocità relative senza soffrire di forti separazioni, quindi evitando condizioni di

Capitolo 9. Conclusioni e sviluppi futuri

stallo e la relativa emissione sonora non desiderata, ma al contempo produrre un livello sonoro tale da poter essere facilmente discriminato dalle altre sorgenti di rumore possibili.

Il modello rotante è stato dotato delle appendici aerodinamiche realizzate internamente per la particolare applicazione, progettate seguendo gli stessi criteri adottati per le prove in galleria del vento: anche in questa fase le dentature sono state progettate secondo due geometrie, differenti per larghezza della dentatura. Il modello sperimentale è stato testato in un ampio range di velocità di rotazione, al fine di studiarne la correlazione con il rumore aerodinamico. Quindi è stato caratterizzato acusticamente secondo innovative tecniche di beamforming, affiancate da misure fonometriche classiche. L'utilizzo di entrambe le tecniche di misura ha avuto come obiettivo quello di confrontare lo spettro di emissione sonora del modello dentato con quello originale, fornendo al tempo stesso l'individuazione e la quantificazione delle sorgenti sonore che su esso si instaurano. Per ottenere i risultati desiderati, è stato necessario progettare appositamente l'array di microfoni così da poter risolvere il campo acustico in una banda di frequenze caratteristiche dell'emissione delle pale eoliche e prevedere un isolamento acustico del motore elettrico, la cui emissione ricade proprio nella banda considerata. L'algoritmo impiegato per l'elaborazione dei dati acquisiti dall'array di microfoni è del tipo CMF, *Covariance Matrix Fitting*, accoppiato alla tecnica VRA, *Virtual Rotating Array* e corredato di una valutazione preliminare con beamforming convenzionale per supportare la convergenza del metodo iterativo di risoluzione adoperato.

Da una prima analisi dei dati relativi alle due dentature testate, i risultati si sono mostrati in linea con le aspettative. Nel confronto con il modello originale però, non è stata registrata alcuna diminuzione dell'emissione sonora. Al contrario, i modelli dotati di appendici si sono rivelati più rumorosi di quello originale, in ogni caso testato.

Una valutazione più approfondita, ha fatto emergere delle discrepanze nelle condizioni di test dei modelli dentati, che potrebbero essere le cause della maggiore rumorosità. Le appendici dentate, in effetti, hanno comportato un aumento della superficie del modello rotante, quindi una maggiore superficie emittente, congiuntamente ad una modifica sostanziale del profilo alare, risultante in un maggior carico sulla pala (e sul sistema di movimentazione) con effetti aeroacustici enfatizzati. Per questi motivi i dati fonometrici non possono essere direttamente confrontati, se non adeguatamente normalizzati per escludere il contributo delle diverse condizioni operative del modello.

Tuttavia, possono comunque farsi delle considerazioni sulla distribuzione spettrale dell'emissione dei modelli con dentature. La dentatura stretta si è rivelata meno rumorosa della dentatura larga in ogni caso testato, rimanendo in pieno accordo con la letteratura di riferimento. Si è notato chiaramente il

contributo del vortice di estremità alle alte frequenze, che era lecito aspettarsi secondo la letteratura, ma che non poteva essere evitato nelle particolari condizioni di prova: anche qui la dentatura stretta ha mostrato un minore livello sonoro.

Le elaborazioni delle misure con l’array di microfoni hanno permesso di individuare le sorgenti principali di emissione in gran parte del range di frequenze considerato. È stato possibile distinguere chiaramente quelle sul bordo d’attacco da quelle sul bordo di coda della pala, nonché la forte sorgente all’estremità causata dal vortice. Per i modelli dentati le sorgenti al bordo di coda si sono mostrate più distribuite e di minore intensità.

Nonostante i risultati attesi in termini di effettiva riduzione di rumore dato dalle appendici dentate non siano stati raggiunti, c’è da sottolineare che diverse problematiche sono emerse durante le fasi preparatorie e di misura dell’esperimento. Inoltre, non è da escludere che le appendici dentate siano perfettibili, dato che realizzate a mano, e che nell’installazione sul modello fossero presenti difetti. Alcuni inconvenienti non controllabili potrebbero aver vanificato gli effetti acustici voluti, o addirittura apportato contributi estranei. Ciò premesso si può comunque ritenere che siano risultati degni di nota, vista la particolare applicazione di tecniche innovative su un caso particolarmente complicato come quello presentato.

Parallelamente alle attività di laboratorio, è stato avviato un progetto di ricerca per la realizzazione di un sistema di accumulo energetico in aria compressa di piccola taglia. I lavori in tale ambito hanno riguardato la valutazione della fattibilità tecnica di un impianto di accumulo di piccola taglia concepito per applicazioni di supporto alle fonti rinnovabili non programmabili, principalmente mini-eolico, in contesti di reti locali a livello residenziale o turistico.

In prima fase sono state analizzate le tecnologie impiantistiche per l’accumulo in aria compressa, individuando limiti e possibilità di miglioramento. Lo schema funzionale d’impianto è stato concepito con la prerogativa dell’impiego di componenti di uso commerciale e consolidato, che lavorino a bassa pressione, risultando in un sistema formato da tre parti principali: una stazione di accumulo della carica formata da un compressore comandato da motore elettrico, uno scambiatore di calore ed un sistema di trattamento dell’aria compressa per la successiva immissione nell’accumulo; una stazione di generazione comprendente il motore pneumatico con il suo generatore elettrico, asservito da un regolatore di pressione ed un lubrificatore della carica d’aria; il sistema di accumulo, nell’unico componente del serbatoio pressurizzato.

Per lo schema d’impianto definito sono state stimate le prestazioni in termini degli indici energetici di rendimento di conversione, densità energetica e di potenza, e sono state ottenute le condizioni del fluido di lavoro all’interno del circuito. Nella valutazione, il motore pneumatico si è rivelato come componente

Capitolo 9. Conclusioni e sviluppi futuri

cardine del sistema, condizionando i range di funzionamento degli altri componenti. D'altra parte, non sono state trovate alternative valide alla macchina proposta in questa analisi, con maturità tale da poter essere immediatamente impiegate in sistemi del genere. Di fatti, molte di esse sono ancora ad uno stadio embrionale, e non hanno trovato il giusto motivo di sviluppo, tranne che in applicazioni di recupero del calore residuo, ad esempio in impianti a ciclo Rankine organico, ORC.

Sebbene l'impianto abbia un rendimento di conversione discreto e confrontabile con altre tecnologie di generazione elettrica da fonte fossile, come i gruppi elettrogeni alimentati a gasolio, le scarse densità energetiche riscontrate non lo rendono competitivo con le alternative per l'accumulo energetico. Le reali potenzialità di un simile sistema potranno essere valutate solamente mediante campagne sperimentali su un impianto pilota, e considerando di poterlo applicare in zone remote del globo in abbinata ad impianti mini-eolici. In tal caso la fonte primaria sarà a costo zero, ma disponibile solo a certe condizioni, pertanto le qualità di ricarica in tempi brevi dovranno essere preferite a quelle di velocità di scarica.

Gli sviluppi futuri per il filone di ricerca sull'aeroacustica prevedono per i test fluidodinamici di estendere il campo di lavoro del modello in galleria del vento per confermare le qualità di limitazione della separazione della scia in coda al modello fornite dalle appendici dentate, corredandole da test di visualizzazione del flusso con tecnica PIV attualmente in fase di perfezionamento nei laboratori dell'Università Politecnica delle Marche. Per le prove acustiche sul modello rotante, si prevede di effettuare una seconda campagna di test in camera semi-anecoica su modelli di pala realizzati direttamente con bordo dentato. Inoltre si potranno adattare i metodi di previsione dell'emissione sonora al caso del modello in scala, includendo tutti i contributi all'emissione individuati nel corso delle attività di ricerca presentate.

Le attività riguardanti lo studio del sistema di accumulo in aria compressa dovranno proseguire con la progettazione del sistema di prova per testarne le effettive prestazioni e le aree di miglioramento. Il tutto dovrà essere sostenuto da un'analisi tecnico-economica per valutarne il piazzamento sul mercato. Le attività sperimentali in questo ambito saranno più che mai fondamentali per arrivare all'ottenimento di un sistema funzionale ed affidabile in previsione delle future politiche energetiche dei Paesi emergenti. Vista la scarsa disponibilità di tecnologie per l'elaborazione di aria compressa a fini di produzione elettrica, non è da escludere la possibilità di svolgere una progettazione ex-novo di un motore pneumatico dedicato a tali applicazioni.

Bibliografia

- [1] IEA, “Global energy & co2 status report,” 2019. [Online]. Available: www.iea.org
- [2] I. Komusanac, D. Fraile, and G. Brindley, “Wind energy in europe in 2018,” 2019. [Online]. Available: www.windeurope.org
- [3] WWEA, J. Pitteloud, and S. Gsanger, “Small wind world report,” 2016.
- [4] G. Zanetta, “Problematiche e dati di emissione di rumore sulle attuali turbine eoliche,” 2008.
- [5] S. Oerlemans and P. Fuglsang, “Low-noise wind turbine design,” Siemens Wind Power A/S, 2012.
- [6] S. Wagner, R. Bareiss, and G. Guidati, *Wind Turbine Noise*. Springer-Verlag, 1996.
- [7] T. Brooks, D. Pope, and M. Marcolini, “Airfoil self-noise and prediction,” 1989.
- [8] G. Lilley, “A study of the silent flight of the owl,” pp. 1998–2340, 1998.
- [9] R. Graham, “The silent flight of owls,” vol. 38, pp. 837–843, 1934.
- [10] R. Kroeger, H. Grushka, and T. Helvey, “Low speed aerodynamics for ultra-quiet flight,” 1971.
- [11] T. Geyer, E. Sarradj, and C. Fritzsche, Eds., *Silent owl flight: experiments in the aeroacoustic wind tunnel*, 2009.
- [12] K. Chen, Q. Liu, G. Liao, Y. Yang, L. Ren, H. Yang, and X. Chen, “The sound suppression characteristics of winf feather of owl (*bubo bubo*),” vol. 9, pp. 192–199, 2012.
- [13] J. Ffowcs-Williams and D. Hawkings, “Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion,” vol. 264, no. A 1151, 1969.
- [14] M. Ghasemian and A. Nejat, “Aerodynamic noise prediction of a horizontal axis wind turbine using improved delayed detached eddy simulation and acoustic analogy,” vol. 99, pp. 210–220, 2015.

Bibliografia

- [15] R. Amiet, “Acoustic radiation for an airfoil in a turbulent stream,” vol. 41, no. 4, pp. 407–420, 1975.
- [16] —, “Noise due to turbulent flow past a trailing edge,” vol. 47, no. 3, pp. 387–393, 1976.
- [17] —, “Effect of the incident surface pressure field on noise due to turbulent flow past a trailing edge,” vol. 57, no. 2, pp. 305–306, 1978.
- [18] R. Schlinker and R. Amiet, “Helicopter rotor trailing edge noise,” 1981.
- [19] S. Glegg, S. Baxter, and A. Glendinning, “The prediction of broadband noise from wind turbines,” vol. 118, no. 2, pp. 217–239, 1987.
- [20] Y. Rozenberg, M. Roger, and S. Moreau, “Rotating blade trailing-edge noise: Experimental validation of analytical model,” vol. 48, no. 5, pp. 951–962, 2010.
- [21] M. Roger and S. Moreau, “Back-scattering correction and further extensions of amiet’s trailing-edge noise model,” vol. 286, no. 3, pp. 477–506, 2005.
- [22] S. Moreau and M. Roger, “Back-scattering correction and further extensions of amiet’s trailing-edge noise model,” vol. 323, no. 1-2, pp. 397–425, 2009.
- [23] M. Roger and S. Moreau, “Extensions and limitations of analytical airfoil broadband noise models,” vol. 9, no. 3, pp. 273–306, 2010.
- [24] V. Blandeau and P. F. Joseph, “On the validity of amiet’s model for propeller trailing edge noise,” vol. 49, no. 5, 2011.
- [25] T. Brooks and T. Hodgson, “Trailing edge noise prediction from measured surface pressures,” vol. 78, no. 1, pp. 69–117, 1981.
- [26] Y. Rozenberg, G. Robert, and S. Moreau, “Wall-pressure spectral model including the adverse pressure gradient effects,” vol. 50, no. 10, pp. 2168–2179, 2012.
- [27] S. Sinayoko, M. Kingan, and A. Agarwal, “Trailing edge noise theory for rotating blades in uniform flow,” 2013.
- [28] M. Howe, “Noise produced by a sawtooth trailing edge,” vol. 90, no. 1, pp. 482–487, 1991.
- [29] —, “Aerodynamic noise of a serrated trailing edge,” vol. 5, no. 1, pp. 33–45, 1991.

- [30] S. Sinayoko, M. Azarpeyvand, and B. Lyu, “Trailing edge noise prediction for rotating serrated blades,” in *Proceedings of the 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, A. Aviation, Ed., 2014.
- [31] M. Azarpeyvand, M. Gruber, and P. Joseph, Eds., *An analytical investigation of trailing edge noise reduction using novel serrations*. AIAA, 2013.
- [32] C. Doolan, C. Albarracin Gonzales, and C. Hansen, “Statistical estimation of turbulent trailing edge noise,” in *Proceedings of the 20th International Congress on Acoustics*, I. 2010, Ed., 2010.
- [33] J. Ffowcs-Williams and L. Hall, “Aerodynamic sound generation by turbulent flow in the vicinity of a scattering half plane,” vol. 40, no. 4, pp. 657–670, 1970.
- [34] M. Howe, “A review of the theory of trailing-edge noise,” vol. 61, no. 3, pp. 437–465, 1978.
- [35] L. Xiao, Z. Xiao, Z. Duan, and S. Fu, “Improved-delayed-detached-eddy-simulation of cavity-induced transition in hypersonic boundary layer,” vol. 51, pp. 138–150, 2015.
- [36] M. Shur, P. Spalart, M. Strelets, and A. Travin, “A hybrid rans-les approach with delayed-des and wall-modelled les capabilities,” vol. 29, no. 6, pp. 1638–1649, 2008.
- [37] M. Herr, “Design criteria for low-noise trailing edges,” in *16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, A. I. of Aeronautics and Astronautics, Eds., 2007.
- [38] J. Schepers, A. Curves, S. Oerlemans *et al.*, “Sirocco: Silent rotors by acoustic optimization,” 2007.
- [39] O. Jianu, M. Rosen, and G. Naterer, “Noise pollution prevention in wind turbines: Status and recent advances,” vol. 4, no. 12, pp. 1104–1117, 2012.
- [40] M. Gruber, P. Joseph, and T. Chong, Eds., *On the mechanism of serrated airfoil trailing edge noise reduction*, 2011.
- [41] M. Gruber, P. Joseph, and T. Chong, “Experimental investigation of airfoil self-noise and turbulent wake reduction by the use of trailing edge serrations,” in *16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, A. I. of Aeronautics and Astronautics, Eds., 2010.
- [42] T. Chong, P. Joseph, and M. Gruber, “Airfoil self noise reduction by non-flat type trailing edge serrations,” 2012.

Bibliografia

- [43] M. Gruber, M. Azarpeyvand, and P. Joseph, “Airfoil trailing edge noise reduction by the introduction of sawtooth and slitted trailing edge geometries,” in *International Congress on Acoustics*, I. of Sound and U. Vibration Research, Eds., 2010.
- [44] M. Herr and W. Dobrzynski, “Experimental investigations in low-noise trailing edge design,” vol. 43, no. 6, pp. 1167–1175, 2005.
- [45] A. Finez, M. Jacob, E. Jondeau, and M. Roger, “Broadband noise reduction with trailing edge brushes,” in *16th, AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, A. I. of Aeronautics and Astronautics, Eds., 2010.
- [46] T. Geyer, “Trailing edge noise generation of porous airfoils.”
- [47] A. Vathylakis, T. Chong, and P. Joseph, “Poro-serrated trailing edge devices for airfoil self-noise reduction,” 2015.
- [48] T. Chong, A. Vathylakis, P. Joseph, and M. Gruber, “Self-noise produced by an airfoil with nonflat plate trailing-edge serrations,” vol. 51, no. 11, pp. 2665–2677, 2013.
- [49] L. Binci, “Tecniche di riduzione della separazione su superfici aerodinamiche: applicazione dimples,” 2016.
- [50] V. D’Alessandro, G. Clementi, L. Giammichele, and R. Ricci, “Assessment of the dimples as passive boundary layer control technique for laminar airfoils operating at wind turbine blades root region typical reynolds numbers,” *Energy*, vol. 170, pp. 102–111, 2019.
- [51] E. Arcondoulis and Y. Liu, “An iterative microphone removal method for acoustic beamforming array design,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 442, pp. 552 – 571, 2019.
- [52] T. Brooks and W. Humphreys, “A deconvolution approach for the mapping of acoustic sources (damas) determined from phased microphone arrays,” in *In the 10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, AIAA, Ed., 2004.
- [53] R. Dougherty, “Extensions of damas and benefits and limitations of deconvolution in beamforming,” in *In the 11th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, AIAA, Ed., 2005.
- [54] W. Humphreys and T. Brooks, “Extension of damas phased array processing for spatial coherence determination (damas-c),” in *In the 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, AIAA, Ed., 2006.
- [55] P. Sijtsma, “Clean based on spatial source coherence,” vol. 6, no. 4, pp. 357–374, 2007.

- [56] P. Chiariotti, M. Martarelli, and P. Castellini, “Acoustic beamforming for noise source localization – reviews, methodology and applications,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 120, pp. 422 – 448, 2019.
- [57] Y. Tarik, L. Jian, S. Petre, and N. C. Louis, “Sparsity constrained deconvolution approaches for acoustic source mapping,” vol. 123, no. 5, pp. 2631–2642, 2008.
- [58] IRENA, “Electricity storage and renewables,” 2017. [Online]. Available: <https://www.irena.org/publications>
- [59] R. Kempener and G. De Vivero, “Renewables and electricity storage,” june 2015.
- [60] P. Komor and J. Glassmire, “Electricity storage and renewables for island power,” may 2012. [Online]. Available: <http://www.irena.org/Publications>
- [61] P. Taylor, “Pathways for energy storage in uk,” 2012.
- [62] R. Schainker, “Compressed air energy storage: executive summary,” 2010.
- [63] F. Barnes and J. Levine, *Large energy storage systems handbook*, C. press, Ed., 2011.
- [64] H. Ibrahim, A. Ilinca, and J. Perron, “Energy storage systems-characteristics and comparisons,” vol. 12, pp. 1221–1250, 2008.
- [65] C. Schaber, P. Mazza, and R. Hammerschlag, “Utility-scale storage of renewables energy,” vol. 17, pp. 21–29, July 2004.
- [66] D. Wolf, “Methods for design and application of adiabatic compressed air energy storage based on dynamic modeling,” Jul 2011.
- [67] G. Grazzini and A. Milazzo, “A thermodynamic analysis of multistage adiabatic caes,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 100, no. 2, pp. 461–472, 2011.
- [68] P. Butler, J. L. Miller, and P. A. Taylor, “Energy storage opportunities analysis: phase ii final report a study for the doe energy storage systems program,” *Sandia Report No. SAND2002-1314*, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM (May 2002). BERNARD S. LEE, 2002.
- [69] J. Vanhanen, P. Lund, and J. Tolonen, “Electrolyser-metal hydride-fuel cell system for seasonal energy storage,” *International journal of hydrogen energy*, vol. 23, no. 4, pp. 267–271, 1998.

Bibliografia

- [70] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. part 1—concepts, materials and modellization,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 31–55, 2010.
- [71] X. Luo, J. Wang, M. Dooner, and J. Clarke, “Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation,” *Applied Energy*, vol. 137, pp. 511 – 536, 2015.
- [72] J. Proczka, K. Muralidharan, D. Villela, J. Simmons, and G. Frantziskonis, “Guidelines for the pressure and efficient sizing of pressure vessels for compressed air energy storage,” *Energy Conversion and Management*, vol. 65, pp. 597–605, 2013.