

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PARMA



**FACOLTA' DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA**

**CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DI POMPE A
INGRANAGGI ESTERNI TRAMITE TECNICHE
ACUSTICHE INTENSIMETRICHE**

RELATORE:

Ill.mo Dott. Ing. FABIO BOZZOLI

CORRELATORI

Chiar.mo Prof. ANGELO FARINA

Ill.mo Ing. PIETRO DARDANI

TESI DI LAUREA DI:

PIETRO RIVAROLI

N° MATRICOLA 136779

ANNO ACCADEMICO 2006/2007

INDICE

1	INTRODUZIONE	- 6 -
2	POMPE E MOTORI A INGRANAGGI ESTERNI	- 8 -
2.1	Considerazioni generali.....	- 8 -
2.2	Classificazione delle macchine volumetriche	- 9 -
2.3	Macchine volumetriche a ingranaggi esterni	- 11 -
2.4	Sorgenti di rumore nelle pompe a ingranaggi esterni.....	- 17 -
2.4.1	Air-borne Noise	- 19 -
2.4.2	Altre sorgenti di Air-borne Noise	- 21 -
2.5	Considerazioni sulla zona di ingranamento e rumore delle pompe	- 22 -
2.6	Il fenomeno del pressure-ripple.....	- 24 -
2.7	Caratteristiche delle macchine prese in considerazione	- 30 -
3	CONCETTI INTRODUTTIVI: ACUSTICA.....	- 32 -
3.1	Il suono	- 32 -
3.2	Pressione acustica	- 35 -
3.3	Intensità, densità di energia, potenza.....	- 36 -
3.4	La scala dei decibel e i livelli sonori	- 40 -
4	MISURE DI PRESSIONE SONORA	- 42 -
4.1	Analisi in frequenza.....	- 43 -
4.1.1	Analisi in frequenza e acustica.....	- 44 -
4.1.2	Dalla trasformata di Fourier alla trasformata discreta di Fourier	- 47 -
4.2	Fonometro.....	- 52 -
4.3	Calibratori acustici.....	- 56 -
5	MISURE DI POTENZA SONORA	- 58 -
5.1	Energia sonora e intensità	- 58 -
5.2	Determinazione della potenza sonora.....	- 63 -
5.3	La misura dell' intensità.....	- 66 -
5.4	La normativa di riferimento.....	- 70 -
5.5	Applicazioni della tecnica intensimetrica	- 71 -
5.6	Cenni ai metodi innovativi per misure intensimetriche	- 72 -
5.7	Software di elaborazione e rappresentazione	- 73 -

5.8	La mappatura acustica.....	- 74 -
6	DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA	- 78 -
6.1	Camera semi-anecoica	- 78 -
6.2	Configurazione sperimentale	- 80 -
6.3	Analisi del sistema di misura.....	- 82 -
6.3.1	Analizzatore bicanale in tempo reale 2144 Bruel&Kjaer	- 83 -
6.3.2	Sonda intensimetrica	- 84 -
6.4	Definizione superficie di misura	- 85 -
6.5	Misurazioni.....	- 87 -
6.6	Elaborazione e analisi dei dati	- 88 -
7	CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE	- 92 -
7.1	Pompa PL20	- 93 -
7.1.1	Livelli complessivi di potenza.....	- 93 -
7.1.2	Spettri di potenza sonora.....	- 93 -
7.1.3	Analisi delle singole faccie	- 95 -
7.1.4	Mappe di intensità.....	- 97 -
7.2	Pompa WSP 20.....	- 102 -
7.2.1	Livelli complessivi di potenza sonora.....	- 102 -
7.2.2	Spettri di potenza.....	- 102 -
7.2.3	Analisi delle singole facce.....	- 103 -
7.2.4	Mappe di intensità.....	- 106 -
7.3	Confronto tra le pompe	- 110 -
8	POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI	- 113 -
8.1	Pompa PL20	- 114 -
8.2	Pompa WSP20	- 120 -
8.3	Commenti.....	- 124 -
9	CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA.....	- 125 -
9.1	Calcolo potenza sonora secondo norma UNI EN ISO 3744.....	- 126 -
9.2	Calcolo pressione sonora secondo UNI EN ISO 11203.....	- 127 -
9.3	Analisi dei risultati	- 128 -

10	CONCLUSIONI.....	- 132 -
11	BIBLIOGRAFIA.....	- 135 -

Capitolo 1

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni le aziende costruttrici di macchine oleodinamiche hanno puntato l'attenzione sul miglioramento delle prestazioni acustiche di tali macchine.

Questa attenzione è dovuta a due motivi principali: uno è la necessità di rispettare le normative in materia di rumore ed emissioni sonore (ISO 3794, ISO 9611, ISO/TR 11688), l'altro è dovuto a precise richieste del mercato, che non è più disposto ad accettare macchinari caratterizzati da elevati livelli di rumorosità.

La base di partenza per migliorare i prodotti dal punto di vista della rumorosità è quello della conoscenza del fenomeno e dell'individuazione della sorgente principale del rumore: senza queste informazioni si potrebbe procedere solo per tentativi, comportando inutili perdite di tempo e denaro.

Per questo motivo il primo obiettivo della presente tesi è quello di mettere a punto un metodo di misurazione con la tecnica dell'intensimetria acustica, da poter utilizzare per svolgere ogni tipo di prova con l'attrezzatura a disposizione dell'azienda.

Le applicazioni di questa tecnica sono molteplici e permettono di raggiungere risultati che con le tecniche tradizionali basate sulla rilevazione della pressione sonora sono difficilmente ottenibili.

Come primo esempio dell'applicazione di tale tecnica è stato svolto uno studio sull'emissione sonora di due tipologie di pompe prodotte dalla ditta Casappa S.p.a.

In seguito potrà essere svolto uno studio sull'influenza del sistema di collegamento delle pompe al banco prova (collettori, raccorderia, tubazioni, ...) sul rumore complessivo generato dalla singola pompa.

INTRODUZIONE

Nella prima parte della tesi verranno trattati gli argomenti introduttivi inerenti lo studio effettuato quali, le pompe a ingranaggi esterni e i concetti introduttivi sull'acustica.

Nei capitoli 4 e 5 verranno analizzati i vari tipi di misure acustiche, dalla pressione sonora, misura fondamentale in acustica, alla potenza sonora.

Dal capitolo 6 si affronterà la definizione della metodologia da seguire nell'esecuzione delle misure.

Nei capitoli 7 e 8 verranno esposti i risultati delle misure intensimetriche effettuate su due tipologie di pompe, risultati che hanno permesso di caratterizzare il rumore delle pompe e individuare le sorgenti di rumore all'interno del sistema costituito da pompa e collegamenti al banco.

Nel capitolo 9 verrà poi studiata la correlazione tra potenza sonora misurata con la tecnica intensimetrica e pressione sonora, con lo scopo di individuare un metodo che permetta di avere una stima della potenza sonora emessa dalla sorgente sulla base della sola pressione sonora.

Capitolo 2

POMPE E MOTORI A INGRANAGGI ESTERNI

2.1 *Considerazioni generali*

Nell' ambito dei sistemi di trasmissione di energia giocano un ruolo fondamentale sia le macchine motrici che quelle operatrici, intendendo per macchine motrici quelle macchine che ricevono energia dal fluido e la trasmettono all' albero motore sotto forma di energia meccanica, le macchine operatrici realizzano invece il compito simmetrico, trasferendo l' energia meccanica dall' albero motore al fluido.

Oltre a questa prima distinzione, le macchine, si prestano a una suddivisione in altre due categorie.

- Macchine dinamiche o turbomacchine. Sono interessate da un flusso continuo di fluido realizzato al proprio interno grazie solitamente ad una girante che accelera il fluido ad elevata velocità. Esso viene successivamente rallentato e l' energia cinetica posseduta trasformata in energia di pressione. I classici esempi che caratterizzano questo tipo di macchine sono le pompe centrifughe o assiali, le turbine, ecc. sono caratterizzate da una stretta dipendenza tra portata erogata e differenza di pressione di esercizio.
- Macchine volumetriche. Sono caratterizzate da un flusso discontinuo di fluido e lavorano su volumi di fluido ben definiti introdotti successivamente al loro interno. Gli organi della macchina non incrementano la velocità del fluido al loro interno ma si limitano a trasferirlo dall' ambiente di aspirazione a quello di mandata; la pressione viene ottenuta grazie alla resistenza esercitata dal circuito all'interno del quale è inserita la macchina: si dice infatti che una macchina volumetrica si limita a trasferire un determinato volume di fluido contro la differenza di

pressione esterna. Sono inoltre caratterizzate da una sostanziale indipendenza della portata erogata dalla pressione di esercizio.

2.2 Classificazione delle macchine volumetriche

Le macchine volumetriche possono, a loro volta, essere oggetto di ulteriori classificazioni in base a vari aspetti che ne caratterizzano il funzionamento e la geometria costruttiva.

Una prima suddivisione può essere effettuata in base al tipo di moto che caratterizza gli organi all'interno della macchina stessa. In questo caso si è soliti individuare due grandi famiglie:

- macchine rotative: caratterizzate da moto rotatorio circolare degli organi interni;
- macchine alternative: caratterizzate da moto alternativo o oscillante degli organi interni.

Un'altra classificazione può essere fatta considerando le differenti soluzioni geometrico-costruttive che vengono adottate dalle varie aziende del settore:

- macchine a pistoni (assiali o radiali): costituite da più pistoni che, alloggiati all'interno di camere di pompaggio ricavate nel corpo, trasferiscono nella loro corsa di lavoro un determinato volume di fluido tra due ambienti isolati tra di loro;
- macchine a palette (rotative): costituite solitamente da un rotore dotato di cavità radiali all'interno delle quali sono alloggiati delle palette rettangolari. Le palette, durante la rotazione, vengono spinte all'esterno dalla forza centrifuga o da apposite molle e vanno ad aderire al profilo interno del corpo; in questo modo il volume di fluido intrappolato tra due palette consecutive, il rotore ed il corpo viene trasferito tra i due ambienti;
- macchine ad ingranaggi (rotative): costituite da una coppia di ruote dentate in presa che ruotano all'interno di un corpo che le contiene. Il volume di fluido che viene trasferito è quello che, nella rotazione delle ruote, rimane intrappolato tra due denti consecutivi e il corpo della pompa.

Infine le macchine volumetriche possono essere classificate in base alla cilindrata, ossia in base al volume massimo di fluido elaborato in un giro, la quale può essere fissa o variabile. In una macchina volumetrica la cilindrata dipende dalla geometria della pompa e dalle sue dimensioni e nel caso di cilindrata fissa non può essere variata e quindi la portata erogata può cambiare solo modificando il numero dei giri. Al contrario nel caso di cilindrata variabile è possibile variare la cilindrata della macchina e quindi anche l'uscita volumetrica a giri costanti.

Da questa sintetica presentazione si può facilmente comprendere come il mondo delle macchine volumetriche sia molto vasto ed articolato e ovviamente ad ogni esigenza di funzionamento corrisponderà la soluzione tecnica e progettuale più adeguata al fine del conseguimento del risultato ottimale.

Questa tesi si occupa di macchine volumetriche, sia motrici che operatrici, ad ingranaggi esterni, nelle quali entrambe le ruote dentate presentano una dentatura esterna, e quindi è a queste che restringeremo la nostra analisi in seguito. Esistono anche macchine ad ingranaggi interni nelle quali una delle due ruote è dentata internamente ma in questo elaborato non sono state prese in considerazione.

Nella figura 2.1 è schematizzata questa classificazione.

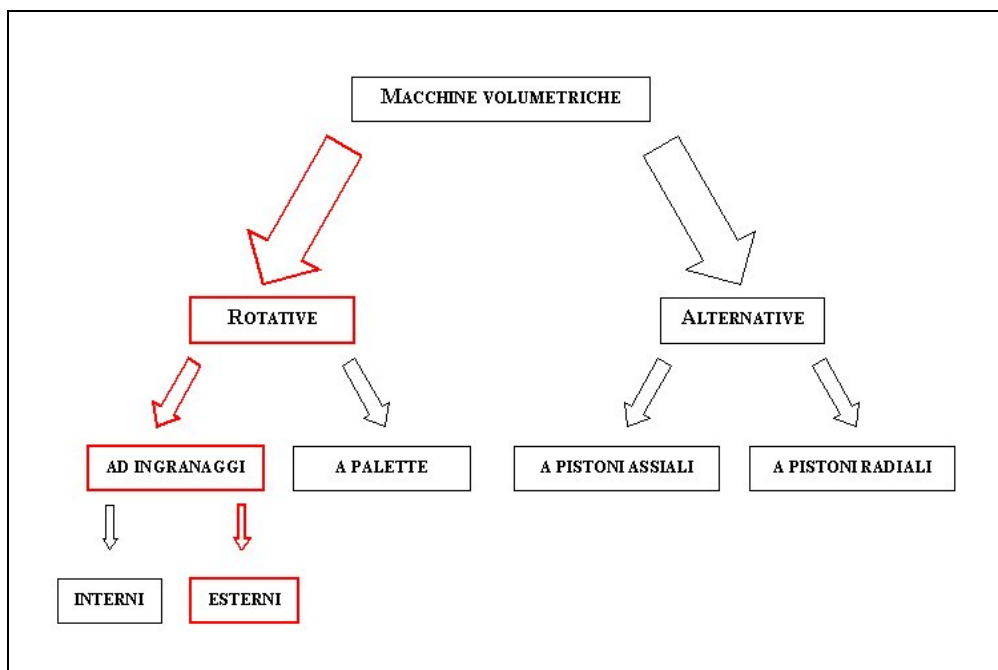


Figura 2.1. Classificazione delle macchine volumetriche

2.3 *Macchine volumetriche a ingranaggi esterni*

Le macchine volumetriche ad ingranaggi esterni, motrici e operatrici, si basano sullo stesso principio di funzionamento e presentano le stesse caratteristiche costruttive, mantenendo però la differenza fondamentale nel verso del passaggio dell' energia.

Infatti una pompa oleodinamica riceve energia dall'esterno da un motore, solitamente elettrico, che trascina uno dei due ingranaggi e trasferisce fluido da un ambiente a bassa pressione detto di aspirazione ad uno ad alta pressione detto mandata. Un motore oleodinamico riceve in ingresso un fluido ad elevato contenuto energetico che giunge da un ambiente ad elevata pressione detto appunto di alimentazione. Questo fluido pone in rotazione le due ruote e viene scaricato in un ambiente a bassa pressione detto di scarico: la rotazione di una delle due ruote viene portata all'esterno da un albero rotante che fornisce così la coppia motrice all'utilizzatore.

Le figure 2.2 e 2.3 che seguono schematizzano appunto questa differenza di comportamento tra le due macchine.

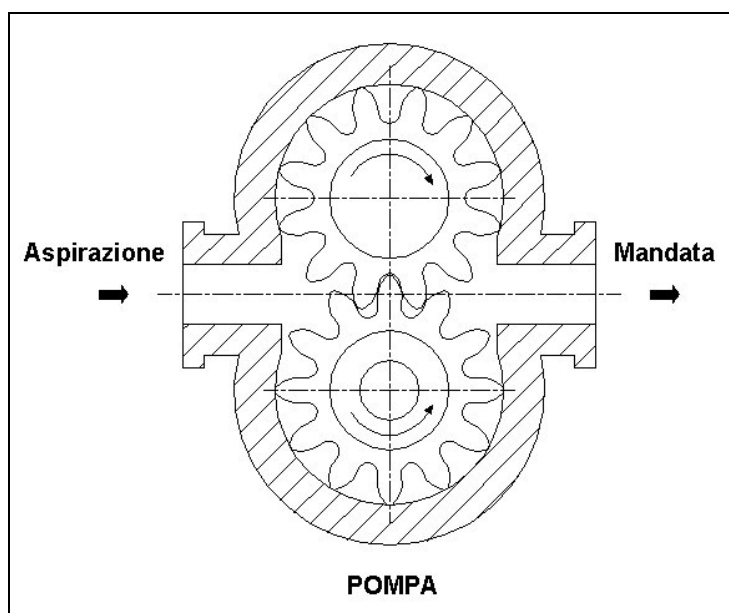


Figura 2.2. Pompa a ingranaggi esterni

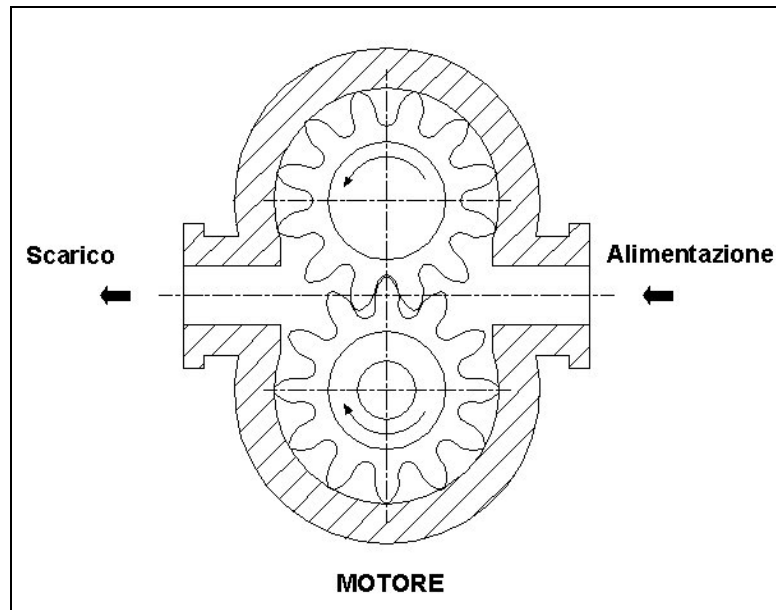


Figura 2.3. Motore a ingranaggi esterni

Per la descrizione delle caratteristiche costruttive di tali macchine si può d' ora in avanti fare riferimento solo alle pompe, tenendo presente la specularità di comportamento e funzione esistente tra i due componenti.

La pompa ad ingranaggi esterni è costituita da un corpo all'interno del quale si muovono due ruote dentate identiche: una, detta motrice, porta un albero che attraversa il coperchio del corpo verso l'esterno ed è dotata di un attacco per il motore che fornisce la coppia motrice; l'altra, detta condotta, è posta in rotazione dalla prima.

Le pompe ad ingranaggi esterni possono essere dotate di ruote a denti dritti, elicoidali o a spina di pesce. Le ultime due tipologie offrono tipicamente un flusso più dolce, ma a causa delle spinte assiali, non bilanciate, generate nel moto delle ruote hanno un utilizzo piuttosto raro.

Le macchine con ruote aventi dentatura con profilo ad evolvente sono largamente impiegate a causa della ridotta sensibilità a piccole variazioni di interasse, inoltre le ruote dentate presentano un basso numero di denti molto sottotagliati. Queste caratteristiche sono diffuse nelle pompe e motori ad ingranaggi, il cui scopo è quello di movimentare un fluido e non di trasmettere il moto ad organi esterni.

I principali componenti di una pompa ad ingranaggi esterni sono: il corpo che alloggia due ruote dentate, condotta e motrice, e costituisce la tenuta in senso

radiale al riflusso dell'olio dalla mandata all'aspirazione, le due ruote, due coperchi uno anteriore e uno posteriore ed infine due rasamenti che hanno il compito di garantire la tenuta della pressione in senso assiale e di alloggiare le boccole teflonate che costituiscono i cuscinetti a sostentamento fluidodinamico per gli alberi degli ingranaggi. Sono poi sempre presenti guarnizioni di tenuta (O-ring e anelli antiestrusione) e le viti di serraggio che permettono di fissare al corpo i due coperchi e quindi di chiudere la pompa. In figura 2.4 possiamo vedere un esploso di una pompa ad ingranaggi che illustra i principali componenti appena descritti e la loro posizione.

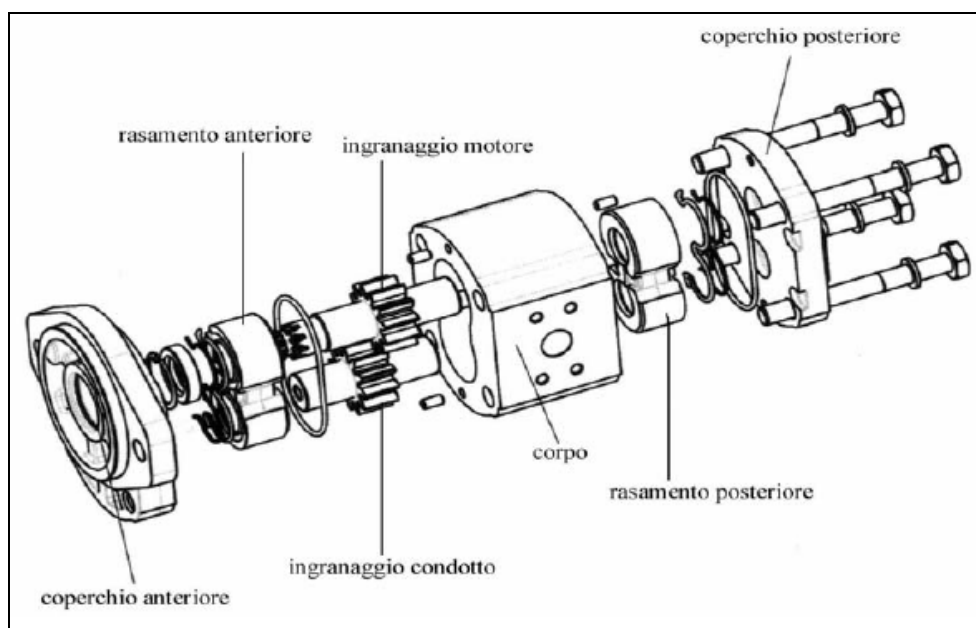


Figura 2.4. Esploso di una pompa a ingranaggi esterni

Il funzionamento della macchina può essere suddiviso in tre fasi principali (figura 2.5): a partire dalla zona di ingranamento, si osserva come i due denti in presa iniziano a staccarsi mettendo così a disposizione del fluido un volume che aumenta progressivamente richiamando olio dall'aspirazione che riempie completamente il vano compreso tra i due denti consecutivi e il corpo pompa (1). Proseguendo poi nella rotazione il vano si isola dalla zona di aspirazione e comincia il moto periferico verso la mandata attraverso il cosiddetto "arco di tenuta", ossia l'arco che separa i due ambienti a diversa pressione (2). Durante questo percorso la pressione all'interno del vano aumenta per effetto delle portate di fuga dovute alla differenza di pressione tra mandata e aspirazione. Una volta giunto alla mandata il vano tende a diminuire di volume poichè il

primo dente che lo delimita inizia ad ingranare con il corrispettivo dell'altra ruota, in questo modo il fluido è spinto fuori dal vano e viene inviato al circuito di utilizzazione (3).

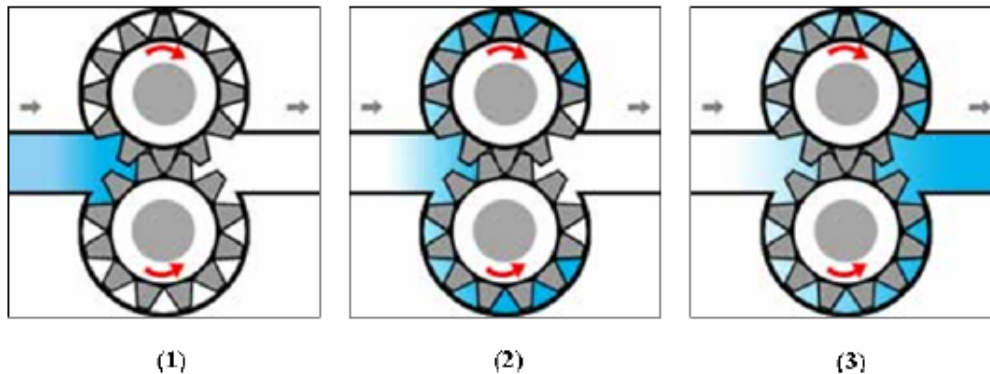


Figura 2.5. Fasi del funzionamento di una pompa a ingranaggi esterni

La semplicità di funzionamento sopra descritta, unita alla robustezza, al ridotto numero di componenti utilizzati, all'ampio campo di pressioni e velocità di esercizio, ai ridotti problemi di cavitazione, alle vaste gamme di portata esistenti ed infine ai bassi costi di produzione ne fanno una delle macchine più utilizzate nel settore dell'oleodinamica. Rispetto alle pompe a pistoni sono però caratterizzate da una minore pressione massima di funzionamento dell'ordine di 250÷300 bar (rispetto agli oltre 350 bar delle pompe a stantuffi che in alcune realizzazioni particolari possono raggiungere i 700 bar). Questa differenza è dovuta principalmente alle portate di fuga tra gli ambienti di alta e bassa pressione che sono più elevate percentualmente in una pompa ad ingranaggi rispetto ad una pompa a pistoni e che penalizzano notevolmente il rendimento volumetrico. Queste portate possono ritenersi in prima approssimazione indipendenti dal regime di rotazione della pompa mentre possono considerarsi crescenti linearmente con il Δp mandata-aspirazione. Si può facilmente comprendere come ad elevata pressione le portate di fuga divengano ingenti penalizzando in maniera preponderante il rendimento volumetrico e rendendo la macchina non utilizzabile. Tutto ciò condiziona il rendimento globale della macchina che risulta, in condizioni normali, dell'ordine dell'85-90% rispetto all'oltre 90% delle pompe a stantuffi.

Il fenomeno descritto in precedenza non influenza solo il rendimento globale della macchina ma anche ovviamente la portata erogata da quest'ultima al

variare delle condizioni operative. Infatti mentre la portata teorica può esprimersi con la seguente relazione:

$$Q_{teorica} = V \cdot n \quad 2.1$$

con: $Q_{teorica}$ = portata teorica erogata dalla pompa
 V = cilindrata geometrica della pompa
 n = velocità di rotazione della pompa

La portata reale della macchina sarà:

$$Q_{reale} = Q_{teorica} - Q_{fuga} \quad 2.2$$

con: Q_{reale} = portata realmente erogata dalla pompa
 Q_{fuga} = portata di fuga proporzionale al Δp

Il rendimento volumetrico sarà quindi dato da:

$$\eta_v = \frac{Q_{reale}}{Q_{teorica}} \quad 2.3$$

Si osserva come la portata cresca linearmente con la velocità di rotazione della pompa e nel piano (Δp -portata), nel quale si è soliti rappresentare le curve caratteristiche della macchina, la portata teorica è una retta parallela all'asse delle ordinate mentre la portata reale è una curva che diminuisce al crescere del Δp come illustrato nella figura 1.6.

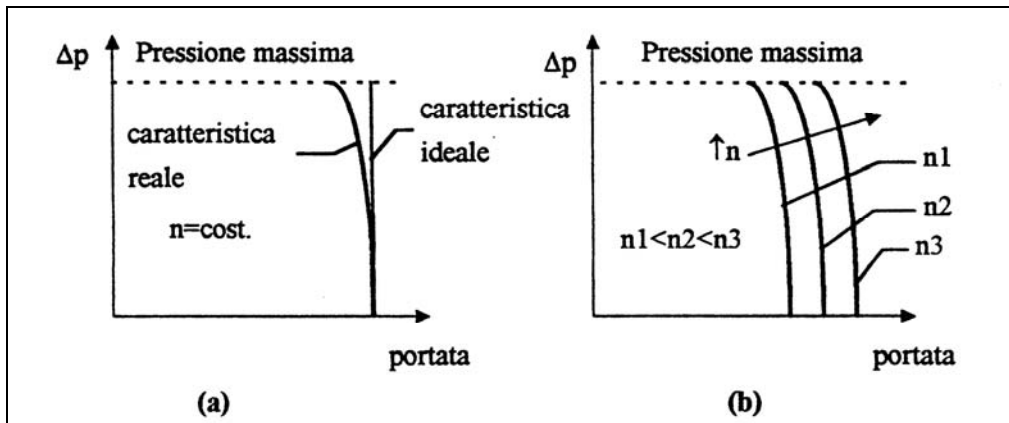


Figura 2.6. Curve caratteristiche ideale e reale

Le velocità di rotazione ammissibili per una pompa ad ingranaggi esterni sono limitate dalla necessità di garantire una buona regolarità e continuità di funzionamento; solitamente si rimane in un campo di velocità compreso tra 500 e 3000 rpm al fine di ottenere un buon riempimento delle cavità di pompaggio e un flusso regolare di fluido in mandata prevenendo eventuali surriscaldamenti

della macchina che potrebbero portare al grippaggio. Esistono poi soluzioni costruttive particolarmente dispendiose che permettono di arrivare a velocità superiori a quelle riportate in precedenza (circa 5000 rpm) ma rappresentano casi di scarso interesse e poco riscontrabili nella pratica ingegneristica comune. Un'altra caratteristica peculiare delle macchine ad ingranaggi esterni è l'erogazione di una portata variabile nel tempo, a parità di condizioni di funzionamento, dovuta alle caratteristiche costruttive intrinseche della macchina stessa. Infatti le camere pompanti sono in numero finito e quindi la portata messa a disposizione dell'utilizzatore dipende dalla posizione angolare relativa assunta dalle due ruote. Come si può vedere in figura 1.7 la portata uscente dalla pompa in funzione del tempo risulta essere oscillante e naturalmente legata al numero di denti delle due ruote in presa.

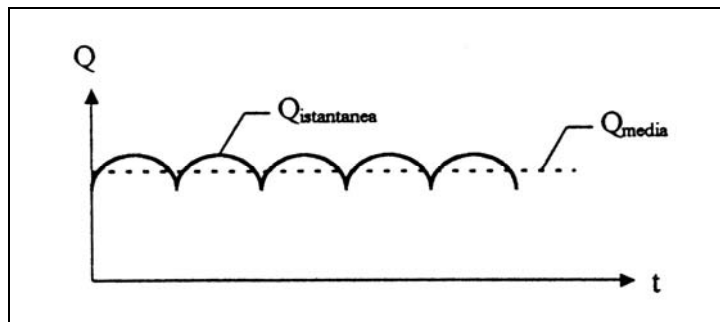


Figura 2.7. Andamento della portata della pompa in funzione del tempo

Ricercando come obiettivo la maggior regolarità di portata possibile sarebbe opportuno aumentare il numero dei denti delle ruote, ossia delle cavità pompanti, però questo porterebbe, a parità di diametro di testa degli ingranaggi, ad una drastica riduzione della cilindrata della macchina dovuta alla diminuzione dei volume dei vani messi a disposizione del fluido. La soluzione di compromesso solitamente adottata dalla quasi totalità dei costruttori è quella di utilizzare un numero di denti compreso tra 10 e 12 al fine di mediare le due esigenze contrastanti descritte in precedenza.

Tali pompe sono inoltre inadeguate per funzionare a portata variabile, poiché la regolazione di portata può essere operata solo attraverso la variazione della velocità di rotazione della ruota motrice.

I tipici materiali impiegati per la realizzazione di normali pompe ad ingranaggi esterni sono:

POMPE E MOTORI A INGRANAGGI ESTERNI

- per i componenti esterni (corpo, coperchio) → ghisa, acciaio inossidabile, alluminio
- per i componenti interni (ruote dentate) → acciaio, acciaio inossidabile, alluminio;
- per le bronzine → bronzo, carburo di silicio, alluminio;

In particolare per applicazioni oleodinamiche si utilizza acciaio per le ruote dentate, alluminio e ghisa per i componenti esterni, alluminio e bronzo per rasamenti e bronzine.

2.4 Sorgenti di rumore nelle pompe a ingranaggi esterni

I diversi tipi di emissione sonora possono essere raggruppate in tre categorie: *air-borne noise* cioè le emissioni acustiche udibili; *structure-borne noise*: le vibrazioni; *fluid-borne noise* ossia le oscillazioni di pressione legate al funzionamento del componente oleodinamico. Tra questi bisogna considerare che gli ultimi due sviluppano una energia circa 1000 volte maggiore rispetto alle semplici vibrazioni acustiche soprattutto nel caso di pompe e motori.

I meccanismi di propagazione dell'energia possono essere classificati come:

- **Structure-borne**: rumore generato da vibrazioni causate da componenti strutturali del sistema. Le strutture possono irradiare energia acustica mediante vibrazioni trasversali o propagare energia meccanica attraverso vibrazioni longitudinali. La sorgente di energia è in gran parte dovuta ad eccentricità o sbilanciamenti di componenti rotanti o in moto reciproco.
- **Liquid-borne**: rumore generato da fluttuazioni di pressione causato da oscillazioni della colonna di fluido, pulsazioni di pressione, cavitazioni.
- **Air-borne** : rumore dovuto alla propagazione di fluttuazioni di pressioni subite dall'aria.

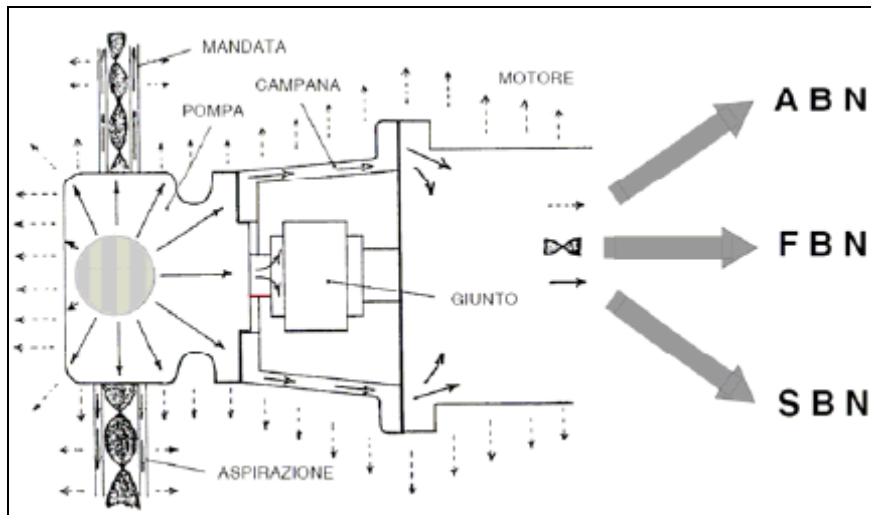


Figura 2.8. Le tre sorgenti di rumore presenti in una pompa oleodinamica: SBN (Structure-born Noise), FBN (Fluid-born noise), ABN (Air-born Noise)

In questa sede si procederà, in particolar modo, allo studio dei meccanismi che governano l'airborne noise.

Nelle pompe ad ingranaggi le principali sorgenti di rumorosità sono da individuare in:

1. Accoppiamento tra i denti quando gli ingranaggi sono sottoposti all'azione della pressione che provoca una deflessione in direzione tangenziale degli stessi. Quando la pressione diminuisce, anche la deflessione fa altrettanto e gli ingranaggi sono liberi di poter ruotare nelle condizioni ideali. Il rumore risultante è periodico e si presenta alla frequenza di ingranamento ed a suoi multipli.
2. Strisciamento tra i denti intensificato dalla deflessione subita dagli ingranaggi. Le fluttuazioni di pressione generano anche una forza radiale che provoca una deflessione del dente.
3. Incremento dell'emissione sonora causata dal fatto che gli ingranaggi possono trasformarsi, essi stessi, in emettitori di radiazioni sonore se sollecitati in condizioni di risonanza. L'ampiezza di queste vibrazioni è legata alla relazione tra la frequenza delle forze agenti sugli ingranaggi e la frequenza naturale degli ingranaggi stessi.
4. Flussi turbolenti di olio e di aria che si creano durante l'ingaggio di un dente con l'altro e che si propagano alla velocità del suono. Anche questo tipo di rumorosità è legata alla frequenza di ingranamento.

Poiché il rumore generato dalle pompe ad ingranaggi è, in massima parte, di natura deterministica, risulta facile individuarlo mediante un'analisi in frequenza dell'airborne noise. Supponendo di avere a che fare con una pompa che gira a 1500 giri/min e che è costituita da due ingranaggi con 12 denti è possibile determinare la frequenza di ingranamento:

$$f = \frac{12 \cdot 1500}{60} = 300 \text{ Hz} \quad 2.4$$

2.4.1 Air-borne Noise

L' airborne noise è soltanto una delle forme del rumore prodotta da una pompa, ma ciò non toglie che una misura dello stesso sia un utile indicatore della "qualità" con cui è stata studiata e migliorata la pompa dal punto di vista dell'emissione sonora.

Molti produttori, a tal fine, forniscono per i loro prodotti dei dati standardizzati che consentono di comparare i livelli di rumorosità di molte pompe in commercio.

La riduzione del airborne noise è una attività abbastanza difficoltosa e costosa, soprattutto perché, a causa delle modifiche apportate è in genere necessario rivedere l'intero componente dal punto di vista strutturale. Ad esempio in genere le modifiche atte alla riduzione delle emissioni sonore hanno effetti dannosi sulla durata del componente, di conseguenza è necessario operare dei test di durata ogni volta che si suppone vengano alterate le specifiche minime di durata del componente. Tutto ciò comporta un aumento dei costi di produzione.

Nella figura 2.9 viene mostrato uno spettro di airborne noise con i tipici picchi alla frequenza di rotazione della pompa ed alle sue armoniche. L'intervallo di maggior interesse per quel che riguarda l'emissione sonora delle pompe oleodinamiche si estende dai 200 Hz fino a circa i 2000 Hz, poiché è in questo intervallo che in genere si individuano le armoniche di ampiezza maggiore.

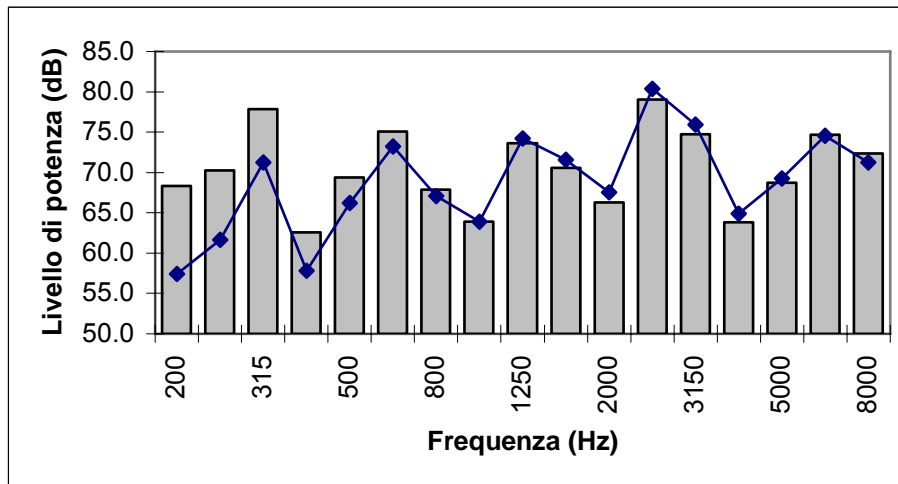


Figura 2.9. Spettro di potenza di una pompa a ingranaggi a 12 denti (1480 rpm, 20 bar)

L'aspetto fondamentale che appare è che le armoniche più intense sono quelle a frequenze più alte rispetto alla fondamentale e che l'intensità delle stesse decade rapidamente, una volta superato il picco. La conseguenza logica di tale annotazione è che gran parte dell'energia di rumore emessa dalle pompe è concentrata in poche delle più forti armoniche dello spettro. Sfortuna vuole che gran parte di queste armoniche cadano in frequenze in cui l'orecchio riesce a percepire meglio le emissioni sonore, come è possibile notare utilizzando spettri pesati A (linea continua nella figura 1.9). Non è possibile ridurre l'intensità sonora globale di una pompa se non vengono attenuate le componenti fondamentali delle emissioni sonore. Per questa ragione gran parte del lavoro di ricerca sull' air-borne noise è riservata all'identificazione delle sorgenti di emissione sonora che possano dar luogo a queste armoniche.

Le due variabili operative che influenzano in maniera consistente il rumore aereo sono la velocità di rotazione della pompa e la pressione di lavoro. Una velocità di rotazione maggiore e/o una pressione di lavoro più alta, aumentano il livello di air-borne noise prodotto dalla pompa.

Dallo studio dello sviluppo in serie di Fourier delle forze e dei momenti presenti all'interno di una pompa è possibile individuare le forzanti che sono alla base dell'air-borne noise, e notare che l'intensità di queste ultime tende a diminuire all'aumentare della frequenza. In pratica sono le fondamentali a frequenza più bassa ad avere maggiore intensità.

2.4.2 Altre sorgenti di Air-borne Noise

Tutti i fluidi che scorrono all'interno di un condotto possono essere fonte di rumorosità provocata da turbolenze, shock o pulsazioni.

La turbolenza è un meccanismo di generazione del rumore che può avere forme differenti. La turbolenza può creare un tono puro nel flusso all'interno di un condotto. Particolare attenzione deve essere riposta nell'analisi delle strozzature, o comunque di zone in cui il fluido è costretto a passare attraverso un brusco restringimento della sezione. In questo caso si ottiene una rumorosità caratterizzata da un'ampia banda, mentre l'intensità del rumore prodotto dalla turbolenza dipende dalla velocità del flusso, dalla sua viscosità e dalla geometria della strozzatura. In questi casi la riduzione dell'air-borne noise si ottiene mediante un'accurata analisi fluidodinamica dei componenti oleodinamici al fine di abbassare quanto più possibile la velocità del fluido nelle in prossimità di sezioni critiche. La normativa ISO-TR 11688 propone alcune linee guida nella progettazione di componenti oleodinamici per evitare l'insorgenza delle turbolenze:

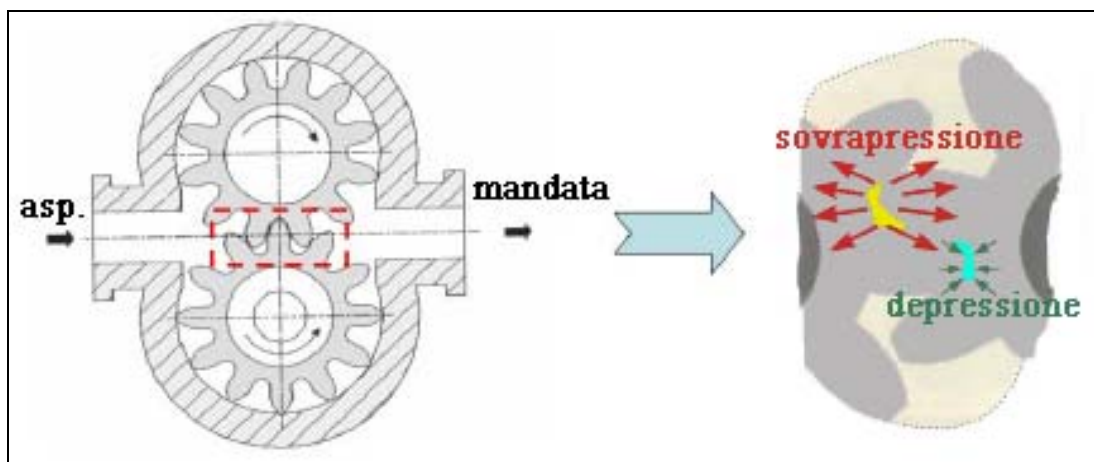
- Ridurre la pressione di lavoro;
- Ridurre i salti di pressione;
- Minimizzare la velocità del fluido;
- Ottimizzare i flussi al fine di minimizzare le variazioni di velocità e migliorare la geometria dei flussi
- Minimizzare la velocità di punta delle parti rotanti;

In tutte le macchine volumetriche si registrano delle pulsazioni di volume e di pressione a causa della variazione del volume che ospita via via il fluido. Queste oscillazioni sono funzione della velocità di rotazione dell'albero e producono dei rumori tonali, ossia con frequenze multiple della frequenza di rotazione dell'albero.

2.5 Considerazioni sulla zona di ingranamento e rumore delle pompe

Come descritto in precedenza, quando nella zona di mandata i due denti ingranano, la maggior parte del fluido compresso nei vani tra i denti stessi è spinto verso il circuito utilizzatore; esiste, però, una frazione di olio che rimane intrappolata. Il volume isolato viene compresso durante la rotazione e questo genera un picco di pressione che può causare mal funzionamento e rumore, oltre a poter danneggiare la macchina.

Durante la rotazione poi, il volume delimitato dai denti in presa comincia ad aumentare determinando un forte calo della pressione, la quale può raggiungere il valore della tensione di vapore del fluido e quindi possono innescarsi fenomeni di cavitazione. I problemi derivanti da quest'ultima sono principalmente il caratteristico rumore e l'erosione meccanica dei componenti della pompa, con conseguenze sulla durata della macchina e possibili danni generati dalle particelle solide.



**Figura 2.10. Particolare della zona di ingranamento:
volume intrappolato tra i punti di contatto**

Per ovviare a tali inconvenienti vengono realizzati, mediante fresature, degli scarichi sui rasamenti, in modo da mettere in comunicazione il volume intrappolato dapprima con l'ambiente di mandata, ed in seguito con quello di aspirazione, come è mostrato in figura 2.11.

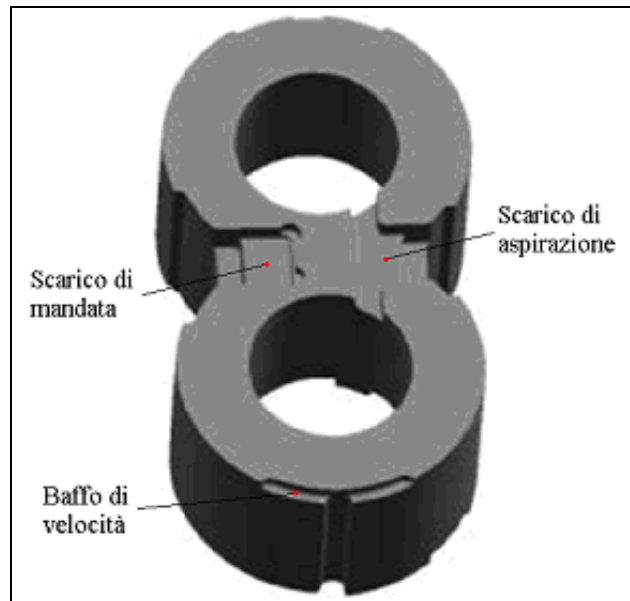


Figura 2.11. Immagine 3-D del lato ingranaggio di un rasamento laterale

Lo scarico posizionato vicino alla zona di alta pressione ha il compito di permettere la comunicazione tra la mandata ed il volume isolato quando quest'ultimo risulta compresso. Così facendo il picco di pressione causato dalla compressione del fluido intrappolato nel volume viene ridotto, aumentando la portata di fluido forzata verso la mandata. Allo stesso modo gli scarichi posizionati in prossimità della zona di bassa pressione permettono il riempimento del volume isolato durante la fase di espansione mediante un flusso di olio dall'aspirazione. Grazie a questo accorgimento è possibile ridurre notevolmente la possibilità di raggiungere, all'interno dei vani, condizioni di cavitazione.

Tali scarichi vengono anche definiti con il nome "anti-rumore" in quanto la loro azione, riducendo i problemi appena decritti, aumenta notevolmente la silenziosità di funzionamento della pompa.

Dalle considerazioni fatte risulta critico l'aspetto dell'ottimizzazione della geometria degli scarichi: la definizione della loro forma nonché del posizionamento relativo rispetto all'ingranaggio è ottenuta da un compromesso di diverse esigenze.

2.6 Il fenomeno del pressure-ripple

Poiché vengono trasferiti dei volumi isolati di fluido, la portata istantanea e quindi la pressione hanno un andamento discontinuo, come mostrato in figura 2.12.

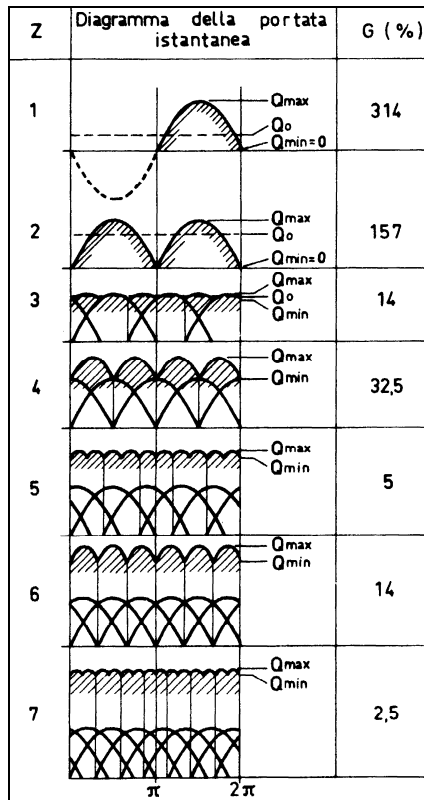


Figura 2.12. Portate istantanee di pompe a ingranaggi al variare del numero di denti. Il valore $Z = 1$ si riferisce ad una pompa a pistoni

In particolare si osserva che al crescere del numero dei denti Z degli ingranaggi l'oscillazione della portata attorno al valor medio Q_0 diminuisce, come indicato anche dal grado di irregolarità $G(\%)$ calcolato come:

$$G(\%) = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_0} \quad 2.5$$

L'utilizzo di un numero di denti elevato è quindi un primo provvedimento da prendere in considerazione se si vuole ridurre l'intensità delle oscillazioni di pressione.

Si consideri ora una pompa con ingranaggi aventi un numero Z di denti e rotante ad una certa velocità n' (misurata in r/minuto, rpm); si ha che la frequenza con cui i volumi di fluido vengono inviati alla mandata è pari a:

$$f_{mand} = \frac{n'}{60} Z \quad 2.6$$

Quindi da un'analisi del segnale di pressione ci si aspetta che la componente principale sia appunto quella con frequenza f_{mand} .

Nel funzionamento della pompa intervengono però altri fenomeni che contribuiscono sia all'incremento dell'intensità dell'oscillazione principale, sia alla nascita di oscillazioni a frequenze più elevate.

Innanzitutto gli scarichi anti-rumore dei rasamenti hanno sì un effetto benefico sull'ampiezza dei picchi di pressione alla mandata, ma introducono un'oscillazione aggiuntiva nell'andamento della pressione, causandone un'intensificazione.

I picchi di pressione generati dal fluido sono fonte di rumore indipendentemente dalle pressioni operanti nel circuito, si tratta di una rumorosità intrinseca al funzionamento della pompa stessa.

L'interazione poi delle oscillazioni di pressione con il circuito oleodinamico è anch'essa fonte di rumore: ad esempio ogni volta che un'onda di pressione incontra un brusco restringimento di sezione (che può essere causato dalla presenza di una valvola limitatrice) genera un urto e quindi rumore.

Infine non sono da trascurare gli effetti meccanici che le pulsazioni di pressione generano sul circuito; gli elementi del circuito vengono sottoposti a sollecitazioni meccaniche di fatica che potrebbero portare al malfunzionamento o alla rottura prematura dei componenti.

Consideriamo la prova di un pompa a 12 denti effettuata a 1500 rpm e 150 bar. Per la frequenza principale ci si aspetta un valore di 300 Hz ($f_{mand}=1500*12/60$), e dal grafico si nota che l'armonica di ampiezza maggiore è proprio quella corrispondente a questa frequenza.

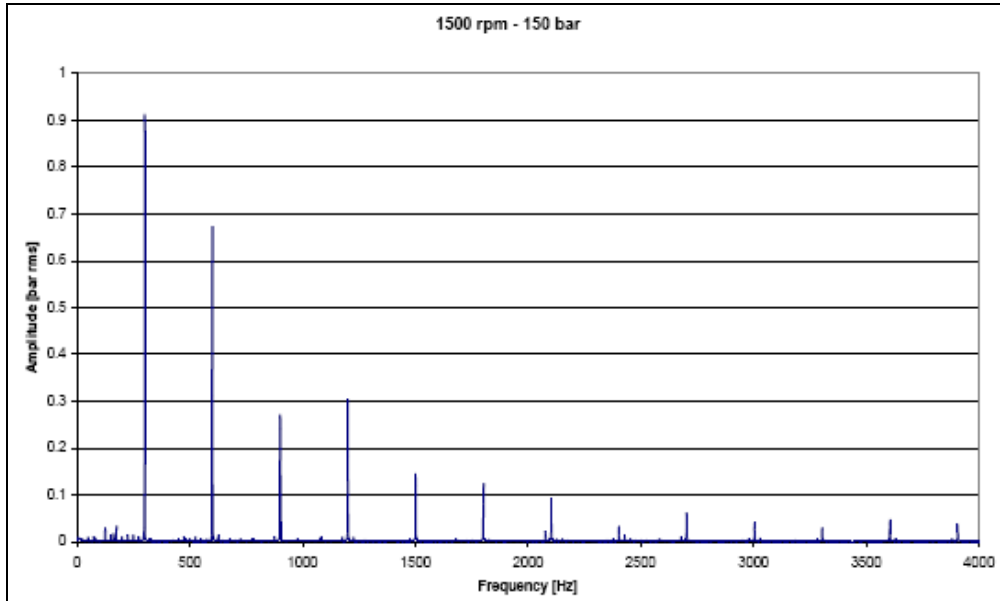


Figura 2.13. Spettro del *pressure-ripple* a 1500 rpm e 150 bar

La figura 2.14 mostra una parte dell'acquisizione temporale relativa all'analisi di figura 2.13: si può osservare come l'andamento della pressione sia ben diverso da quello teorico (figura 2.7): le differenze sono dovute proprio alla somma di tutti i fenomeni appena descritti.

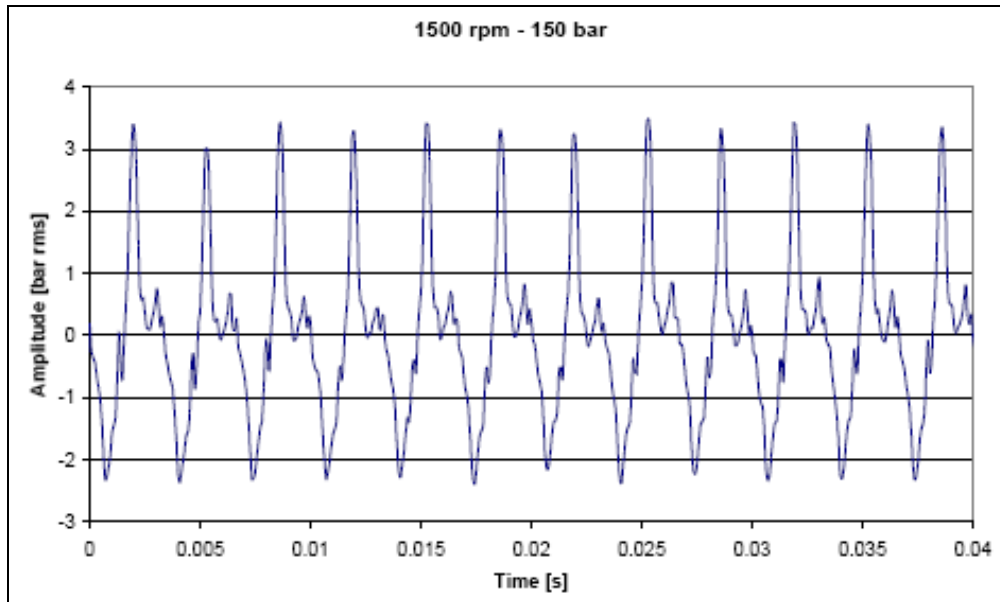


Figura 2.14. Andamento del *pressure-ripple* a 1500 rpm e 150 bar

È interessante notare che nell'intervallo di tempo di 0.04 secondi si possano contare 12 picchi positivi di pressione (figura 2.14): infatti in 0.04 secondi l'albero della pompa compie esattamente un giro ($60 / 1500[rpm] = 0.04[s]$) e il numero dei picchi coincide con il numero di denti degli ingranaggi.

Le soluzioni costruttive adottate per la riduzione del rumore causato dalle oscillazioni di pressione sono varie. In particolare in questo studio si vuol mostrare quanto realizzato dalla Casappa S.p.A. sulle pompe denominate WHISPER™. Si precisa comunque che quanto descritto in questo paragrafo non è una trattazione completa della soluzione adottata dall'azienda, che per ovvi motivi non può essere divulgata.

La ricerca portata avanti dalla Casappa S.p.A e culminata nella realizzazione delle pompe WHISPER™, ha avuto come obiettivo soprattutto la riduzione delle oscillazioni di pressione generate dal fluido intrappolato tra i denti delle ruote dentate nella zona di ingranamento, come descritto nel paragrafo precedente. La soluzione costruttiva adottata è quella del *doppio contatto*.

La pompa WHISPER™ si basa sul principio dello “zero backlash”, ossia di un doppio contatto sui fianchi dei denti (figura 2.15). Il volume di fluido intrappolato è diviso e ridotto, realizzando così un aumento della frequenza delle pulsazioni di portata e pressione e una drastica riduzione della loro ampiezza, causa principale del rumore.

La figura 2.16 mostra appunto la suddivisione del fluido intrappolato in due volumi più piccoli. Le pulsazioni di pressione generate dalla pompa WHISPER™ hanno teoricamente una frequenza doppia rispetto a quelle che nascono nelle pompe *standard*, e un'ampiezza notevolmente minore (figura 2.15).

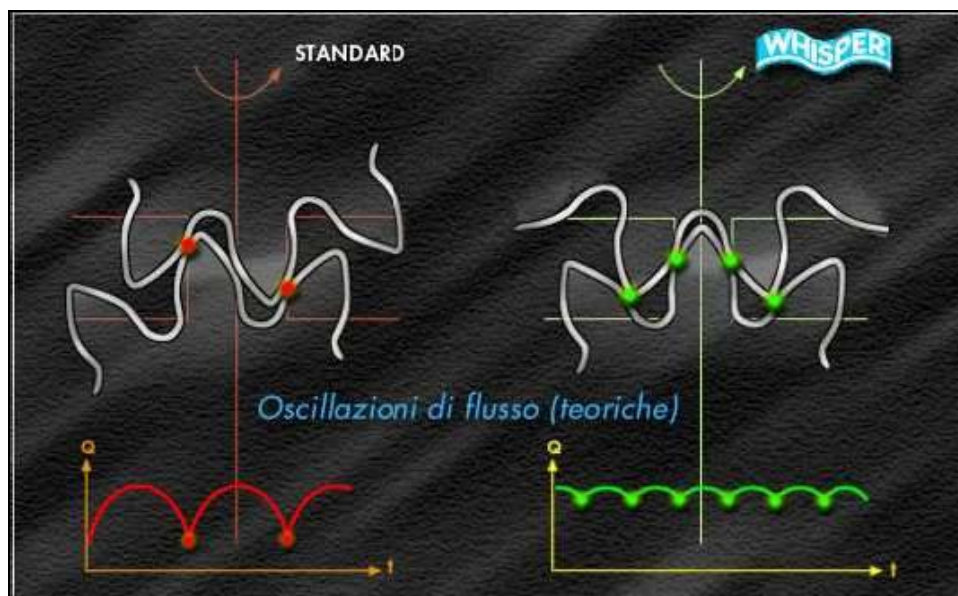


Figura 2.15. Confronto delle oscillazioni di pressione generate dalle due pompe



Figura 2.16. Il fluido intrappolato viene suddiviso in due volumi nella pompa WHISPER™. Confrontando i risultati ricavati da prove su pompe standard e pompe WHISPER™, sia osservando i grafici in frequenza che gli andamenti temporali del *pressure ripple* è evidente l'attenuazione di ampiezza dell'oscillazione di pressione che si ottiene dalla pompa WHISPER™.

Si è detto che la pompa WHISPER™ genera oscillazioni di pressione a frequenza più elevata (teoricamente doppia) e di ampiezza minore rispetto a quella *standard*. A conferma di ciò si osservi la figura 2.18: nell'intervallo di tempo che intercorre tra due picchi di pressione generati dalla pompa *standard* si notano quattro picchi di intensità minore generati dalla WHISPER™. Ovvero la frequenza con cui si hanno i picchi di pressione con la pompa WHISPER™ è circa doppia rispetto alla *standard*, come dimostrato anche dallo spettro di figura 2.17 in cui compaiono armoniche a frequenza superiore (2400 e 3000 Hz) praticamente assenti nello spettro della pompa *standard*.

POMPE E MOTORI A INGRANAGGI ESTERNI

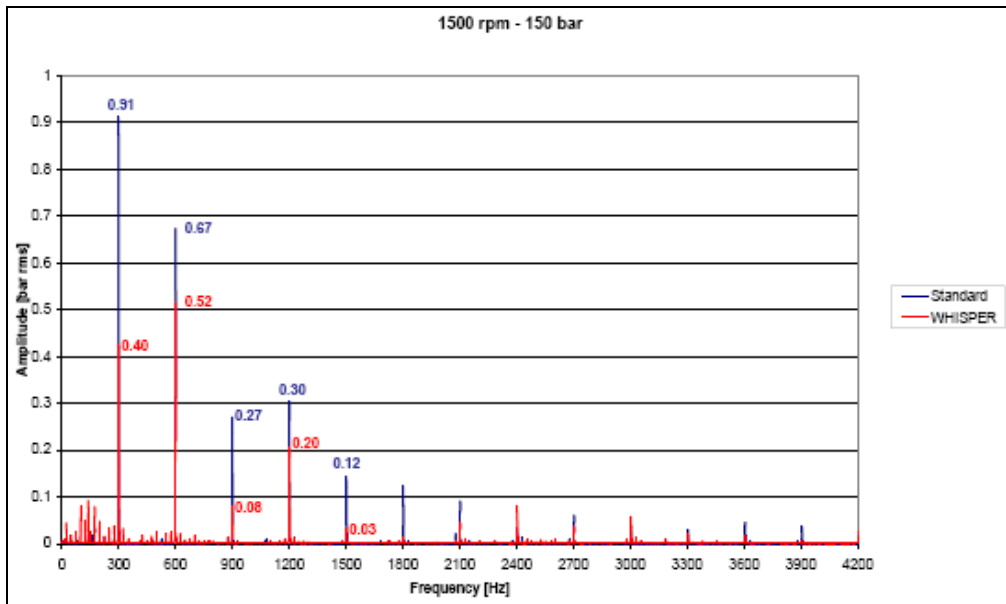


Figura 2.17. Spettro ottenuto a 1500 rpm e 150 bar

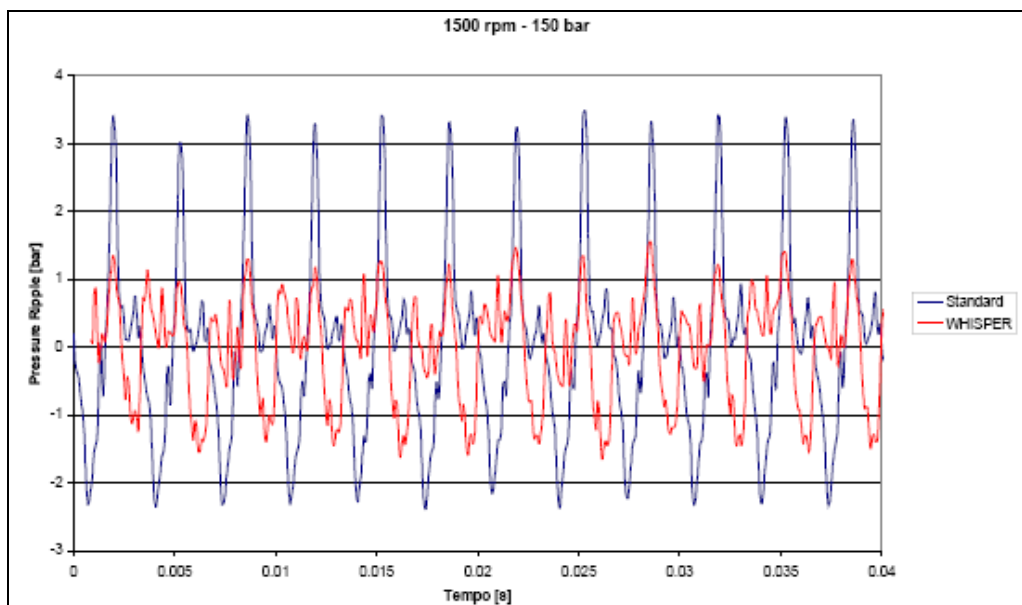


Figura 2.18. Andamento del pressure-ripple a 1500 rpm e 150 bar

2.7 Caratteristiche delle macchine prese in considerazione

Nel presente studio sono prese in esame le pompe ad ingranaggi esterni di uso industriale, progettate e commercializzate dalla ditta Casappa S.p.A.

In particolare sono state considerate quelle appartenenti al gruppo Polaris (vedi figura), caratterizzate da corpi e rasamenti in alluminio, ingranaggi in acciaio e coperchi in ghisa o in alluminio, e al gruppo WHISPER™.

Questi dispositivi sono caratterizzati da una notevole versatilità, con cilindrata che possono variare da 1 cm³/giro a 125 cm³/giro. Le velocità di rotazione massime consentite sono di 4000 rpm, mentre il limite sulle pressioni di esercizio può raggiungere:

- 260 bar per funzionamento continuo;
- 280 bar per funzionamento intermittente;
- 300 bar di picco massimo nei transitori.



Figura 2.19. Pompe a ingranaggi esterni Polaris

POMPE E MOTORI A INGRANAGGI ESTERNI

Le pompe ad ingranaggi esterni del tipo Polaris e WHISPER™ sono suddivise in tre gruppi, indicati rispettivamente con le sigle 10, 20 e 30. All'interno dello stesso gruppo si ha che gli ingombri esterni e la geometria delle ruote dentate sono uguali, mentre la portata varia in base alla larghezza di fascia degli ingranaggi (vedi figura 2.20).

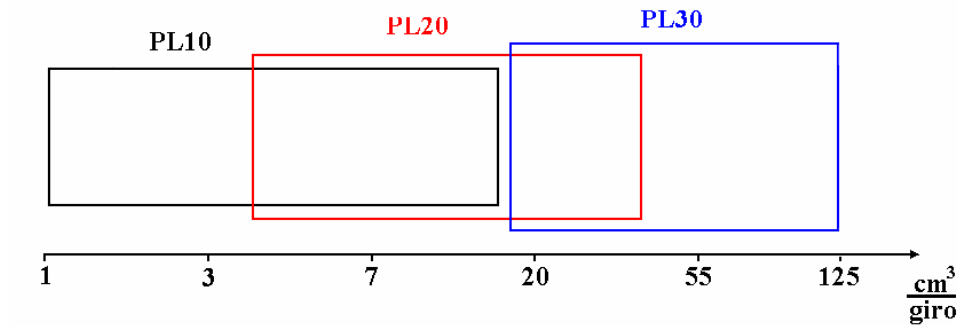


Figura 2.20. Schema delle cilindrate dei diversi tipi di pompe

In ciascun gruppo possono essere distinte, inoltre, le pompe di tipo unidirezionale, in cui le bocche di aspirazione e mandata sono fissate a priori, da quelle di tipo reversibile, in cui il senso di rotazione può essere invertito.

Le pompe sono convenzionalmente indicate con una sigla formata dal prefisso PL (abbreviazione di Polaris), dal numero del gruppo e dalla cilindrata in cm^3/giro , ad esempio PL20-10.

Le pompe ad ingranaggi esterni considerate sono utilizzate in diverse applicazioni ingegneristiche quali il settore agricolo delle macchine movimento terra, il settore dei trasporti interni alle aziende (ad esempio i carrelli elevatori) ed il settore dei veicoli industriali (come gru e macchine per il sollevamento carichi).

Capitolo 3

CONCETTI INTRODUTTIVI: ACUSTICA

3.1 *Il suono*

Il **suono** è un fenomeno meccanico di trasporto **energetico** caratterizzato dalla propagazione di onde di pressione in un mezzo dovute alla rapida successione di espansioni e compressioni del mezzo stesso.

Affinché il fenomeno avvenga è necessaria la presenza di una **sorgente** e di un **mezzo**. Il mezzo deve avere elasticità e massa uniformemente distribuite, si dice perciò che deve essere elastico e massivo. La sorgente è costituita da un elemento vibrante che trasmette le oscillazioni alle particelle di fluido che la circondano provocando così la perturbazione nel mezzo.

Sotto certi aspetti le onde acustiche presentano molte analogie con tanti altri fenomeni della fisica che si manifestano in forma di onde, pur appartenendo ad ambiti diversi: per esempio la luce, cioè le onde elettromagnetiche appartenenti allo spettro visibile, le onde sismiche, le onde sulla superficie dell' acqua.

Facendo riferimento a queste ultime, che a differenza delle onde acustiche possono essere viste nel loro formarsi e propagarsi, si può facilmente intuire che un' onda costituisce una perturbazione delle condizioni locali di riposo.

Si tratta ora di definire le grandezze fisiche che caratterizzano il processo.

Poiché le particelle di aria sono indotte ad oscillare nella direzione di propagazione dell' onda, le prime due grandezze di cui si dovrà tenere conto saranno lo spostamento dalla loro posizione di equilibrio e la velocità con cui avviene tale spostamento. A sua volta, l' oscillazione, comprime e decomprime il fluido, inducendo variazioni di densità, e quindi di pressione nelle regioni immediatamente adiacenti. Si deduce quindi che un' altra grandezza di cui tenere conto sarà la pressione.

Supponendo trascurabili le irreversibilità, il fenomeno di propagazione dell' onda può essere descritto tramite un' equazione del tipo:

$$x(t) = A \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi) \quad 3.1$$

dove: $x(t)$ è la grandezza oscillante che caratterizza il fenomeno
 A è il valore massimo della grandezza caratteristica
 ω è la pulsazione
 φ è la fase dell' oscillazione

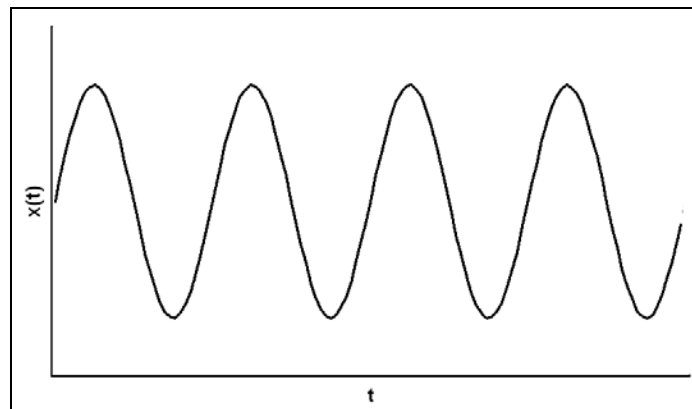


Figura 3.1. Andamento sinusoidale della funzione $x(t)$

Uno dei parametri più importanti che caratterizzano lo studio dei fenomeni sonori è la **frequenza** f , cioè il numero di oscillazioni effettuate in un secondo.

Si ricorda che la pulsazione, la frequenza e il periodo sono legati tra loro dalle relazioni:

$$\omega = 2\pi f \quad 3.2$$

$$T = \frac{1}{f} \quad 3.3$$

L' orecchio umano è in grado di percepire solo una ristretta gamma di frequenze comprese nell' intervallo:

$$20\text{Hz} < f < 20\text{kHz}$$

I segnali aventi frequenze minori o maggiori vengono chiamati rispettivamente infrasuoni e ultrasuoni.

Finora abbiamo considerato il suono come una funzione sinusoidale, caratterizzato da una sola frequenza, in acustica tale suono viene detto **tono puro**. Un tono puro viene percepito dall' orecchio umano come un fischio più o

meno acuto in funzione della frequenza. Suoni ad una sola frequenza costituiscono comunque un'idealizzazione difficile da ritrovare nella pratica.

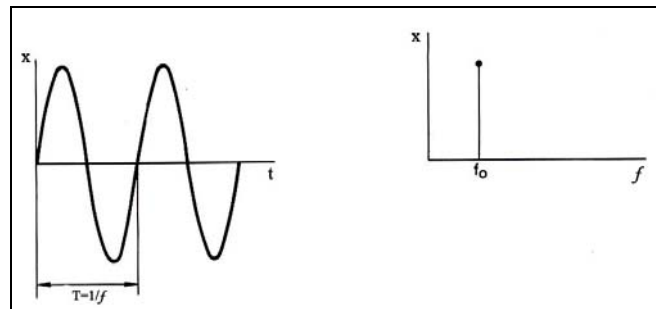


Figura 3.2. Onda sinusoidale

Mantenendo sempre l'ipotesi di periodicità del suono, ma abbandonando quella di tono puro, si può pensare che sia costituito da un numero di componenti in frequenza in rapporto ben definito tra loro. Tuttavia anche questa categoria dei suoni periodici rappresenta una fetta abbastanza ristretta dei casi pratici con cui si avrà a che fare.

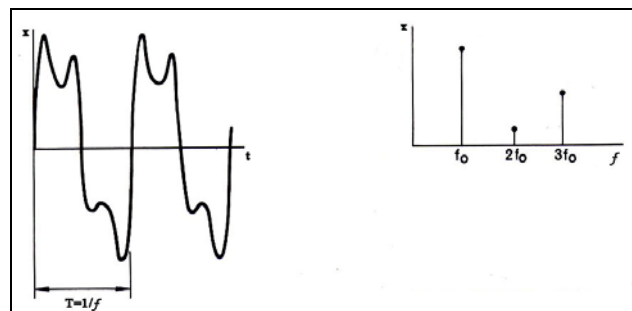


Figura 3.3. Onda periodica

Nella maggior parte delle situazioni pratiche si avrà a che fare con suoni che non sono né toni puri, né suoni periodici. Presenteranno quindi un andamento irregolare nel tempo e sono caratterizzati da un numero, anche molto grande, di frequenze casuali variabili nel tempo.

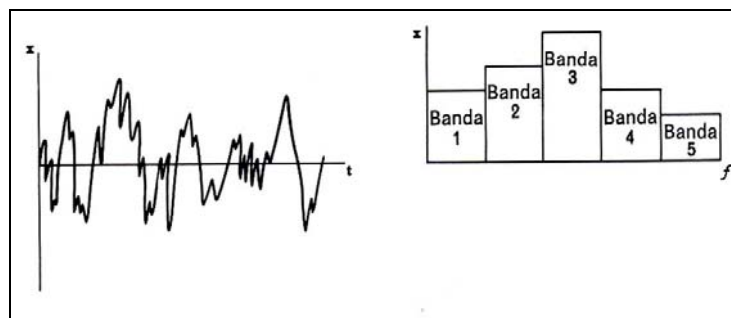


Figura 3.4. Onda casuale

Per questo in seguito verrà analizzata l'analisi in frequenza dei segnali, in quanto ritorna utile in fase di studio di tutti i fenomeni oscillatori, in particolare per i fenomeni acustici poiché i risultati sono di immediata applicazione e più intuitivi.

Il fenomeno di propagazione del suono avviene in un certo tempo, quindi è possibile definire una velocità del suono, c . Si può dimostrare che in generale tale velocità vale:

$$c = \sqrt{\frac{E_v}{\rho}} \quad 3.4$$

dove: E_v [N/m²] è il modulo di elasticità del mezzo

ρ [kg/m³] è la densità del mezzo

Si può notare che tale velocità dipende esclusivamente dal mezzo e dalle sue condizioni termodinamiche ed è indipendente dall'ampiezza dell'oscillazione e dalla sua frequenza. Per l'aria esistono delle formule approssimate e comunque la velocità si può considerare praticamente costante e pari a 343m/s.

3.2 Pressione acustica

Si può definire la pressione acustica come lo scostamento della pressione ambientale dal suo valore di equilibrio, che in genere è rappresentato dalla pressione atmosferica.

$$p(t) = p_i(t) - p_0 \quad 3.5$$

Essendo il suono una grandezza oscillante, la pressione acustica può assumere valori sia positivi che negativi, per descriverla sarà quindi necessario definire un'ampiezza e una fase.

Per semplificare la trattazione può essere introdotto il suo valore efficace, questa ha il vantaggio di essere una grandezza misurabile strumentalmente ed è rappresentativa della percezione dell'orecchio umano.

$$p_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p(t)^2 dt} \quad 3.6$$

Se la funzione è sinusoidale, la pressione efficace è:

$$p_{eff} = \frac{p_{max}}{\sqrt{2}} \quad 3.7$$

La pressione acustica ha il vantaggio principale di essere una grandezza facilmente misurabile, ma il suo valore è fortemente influenzato dall' ambiente che circonda la sorgente sonora, cioè il **campo acustico**.

Questo inconveniente ha indirizzato la ricerca a trattare con altre grandezze fisiche , che diano un riscontro più oggettivo.

3.3 Intensità, densità di energia, potenza

Come si è già detto in precedenza, il suono è un fenomeno di trasporto di energia meccanica. Pertanto qualunque sia la sorgente che emette l' onda sonora, la legge di conservazione dell' energia impone che tutta l' energia sonora emessa da quella sorgente deve essere ritrovata all' interno del sistema acustico, al netto di eventuali assorbimenti da parte della superfici di confine.

In più si deve essere in grado di stabilire come e quanta energia fluisce nel tempo da una parte all' altra dello stesso sistema.

In questo paragrafo ci si occupa quindi delle grandezze fisiche che permettono di descrivere questa propagazione di energia. In particolare si analizzeranno l' intensità e la densità di energia, che permettono di descrivere il flusso di energia, e la potenza, che caratterizza intrinsecamente la sorgente del suono.

INTENSITA' ACUSTICA. L' intensità acustica \bar{I} , o flusso di potenza, è definita come la quantità di energia che fluisce, nell' unità di tempo, attraverso una superficie di area unitaria perpendicolare alla direzione di propagazione dell' onda. L' unità di misura nel sistema internazionale sarà quindi W/m^2 .

Può essere pertanto definita l' intensità acustica istantanea come la potenza fluiva attraverso l' area infinitesima dA :

$$I_{r,ist} = \frac{dE_r}{dt dA} \quad 3.8$$

dove dE_r è l' energia che attraversa l' area infinitesima dA , perpendicolare alla direzione di propagazione \vec{r} , in un intervallo di tempo dt .

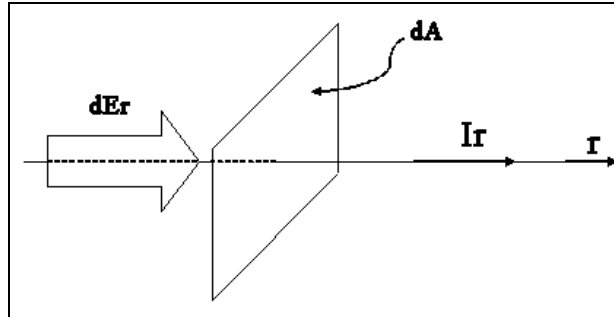


Figura 3.5. Energia incidente sull' area infinitesima dA nella direzione r

Sappiamo però che

$$dE_r = dF_r dr = p_t dA dr \quad 3.9$$

dove p_t è la pressione totale agente sull' area infinitesima dA uguale alla somma della pressione statica p_0 e di quella sonora p .

Sostituendo si ricava

$$I_{r,ist} = p_t \frac{dr}{dt} = (p_0 + p)u_r = p_0 u_r + p u_r \quad 3.10$$

dove u_r è la velocità della particella nella direzione \vec{r} .

Se si calcola il valor medio della $I_{r,ist}$ valutato in un tempo di integrazione opportuno, si ottiene che $p_0 u_r = 0$ (se e solo se u_r oscilla intorno a 0, vincolo che in acustica è quasi sempre rispettato).

Il valore medio dell' intensità acustica nella direzione \vec{r} vale quindi

$$I_r = p \cdot \bar{u}_r \quad 3.11$$

In termini vettoriali si può invece scrivere

$$\vec{I}_r = p \cdot \vec{\bar{u}}_r \quad 3.12$$

CONCETTI INTRODUTTIVI: ACUSTICA

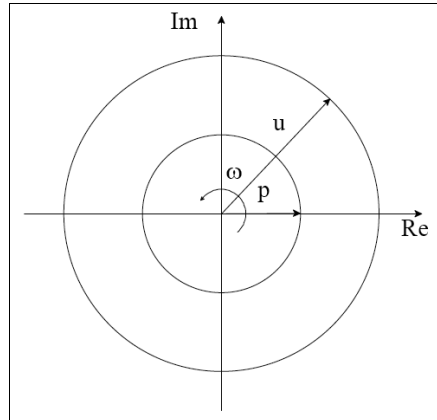


Figura 3.6. Rappresentazione della pressione e della velocità come vettori rotanti nel piano immaginario

Se $p(t)$ e $u_r(t)$ sono grandezze variabili con funzione sinusoidale, le potremmo considerare come vettori rotanti alla frequenza del suono.

In questo caso si potrà parlare di un' **intensità attiva** istantanea, definita come il prodotto della pressione acustica per la componente della velocità nella direzione della pressione stessa, u_a , e di una **intensità reattiva** istantanea, definita come il prodotto della pressione acustica per la componente della velocità, u_r , nella direzione perpendicolare alla pressione. Nella figura si vede immediatamente che se mediamo la potenza reattiva su un periodo opportuno il suo valor medio è nullo.

Ciò significa che misurando l' intensità acustica con un intensimetro, otterremo solo la potenza attiva.

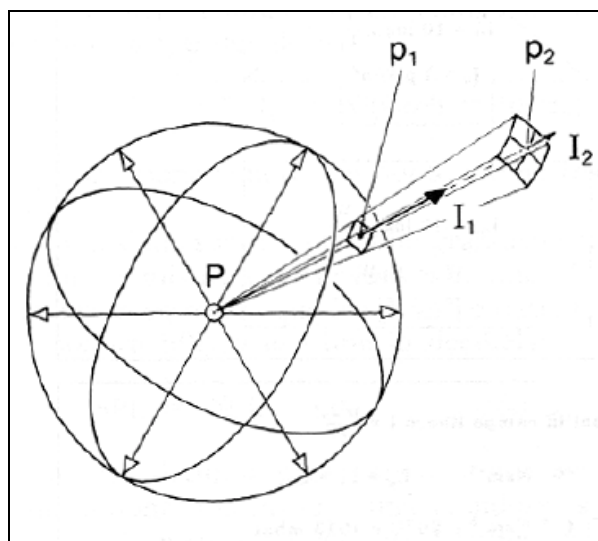


Figura 3.7. Intensità emessa da una sorgente puntiforme omnidirezionale

DENSITA' DI ENERGIA ACUSTICA. In alcuni casi, in particolare per lo studio del campo acustico in spazi chiusi, la grandezza di maggior interesse non è l'intensità, ma la densità di energia acustica, che rappresenta la quantità di energia contenuta in una unità di volume del mezzo. L'unità di misura nel sistema internazionale è quindi il $W/s\ m^3$.

POTENZA ACUSTICA. Si definisce potenza acustica l'energia emessa da una sorgente sonora nell'unità di tempo. Sarà quindi data dal rapporto tra energia infinitesima emessa dalla sorgente sonora dE e tempo infinitesimo dt

$$W = \frac{dE}{dt} \quad 3.13$$

La potenza acustica è una grandezza scalare e nel sistema internazionale viene espressa in W .

Si può osservare che si può sfruttare la definizione dell'intensità acustica per risalire alla potenza, infatti si può riscrivere l'intensità nel seguente modo

$$I_r = \frac{dW}{dA} \quad 3.14$$

da cui si ricava la potenza

$$W = \int_A I_r dA \quad 3.15$$

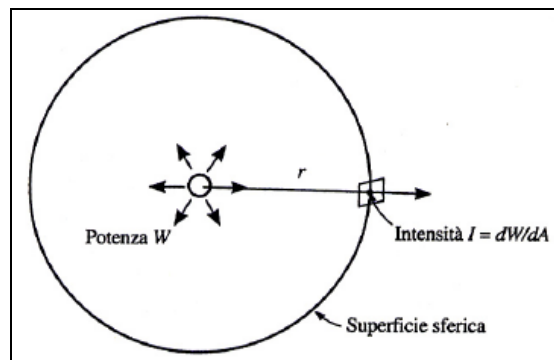


Figura 3.8. Intensità e potenza acustica per una sorgente puntiforme e una superficie di contenimento sferica

Se si ipotizza che la sorgente irradia la stessa energia uniformemente in tutte le direzioni e se la superficie che circonda la sorgente è una sfera di raggio r la relazione precedente diventa:

$$W = 4\pi r^2 I_r$$

Con questa relazione si stabilisce che tutta l' energia acustica irradiata dalla sorgente deve passare attraverso la superficie, cioè maggiore è il suo raggio, minore è l' intensità su ogni area elementare.

Con questo si può anche dare una nuova definizione della stessa intensità sonora, in termini di potenza acustica che fluisce attraverso l' unità di area.

Grazie a queste ultime relazioni si può ricondurre la determinazione della potenza sonora alla determinazione dell' intensità o della pressione sonora alla distanza r dalla sorgente.

3.4 La scala dei decibel e i livelli sonori

L' orecchio umano è in grado di percepire una pressione sonora minima di 20 μPa . All' estremo opposto una pressione di 60 Pa produce una sensazione di panico e una pressione ancora maggiore può provocare danni all' udito. Quindi, anche limitandosi agli aspetti della percezione, il campo di valori entro il quale può variare la pressione sonora risulta esteso su oltre 6 ordini di grandezza, se poi si tiene conto che la risposta soggettiva è maggiormente legata alla potenza, essendo questa legata al quadrato della pressione, il campo di variazione diventa addirittura dell' ordine di 10^{12} .

Si hanno quindi due ragioni principali che inducono a rappresentare i fenomeni acustici con scale diverse da quella lineare, in particolare con una scala logaritmica: la prima è per evitare la difficoltà di trattare con numeri molto piccoli o molto grandi, dispersi in un campo molto esteso; la seconda, è che il nostro apparato uditivo ha una risposta esprimibile più in termini logaritmici che lineari.

L' uso della scala logaritmica consente di confrontare i valori della grandezza in esame con valori convenzionali della stessa grandezza assunti come riferimento, per tali valori si fa riferimento alla norma ISO 1683. Il logaritmo decimale moltiplicato per 10 (per evitare un' eccessiva compressione della scala) del rapporto tra questi valori rappresenta il livello della grandezza presa in esame, livello rispetto al valore di riferimento. Il risultato viene espresso in decibel (dB): nonostante il livello della grandezza sia adimensionale, il decibel viene considerato a tutti gli effetti una unità di misura vera e propria.

LIVELLO DI PRESSIONE SONORA. Nell' esprimere il livello di pressione sonora poiché la definizione di decibel si riferisce al rapporto tra grandezze proporzionali all' energia o alla potenza, occorre considerare il quadrato della pressione sonora:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad 3.16$$

dove il valore di riferimento della pressione sonora p_0 è convenzionalmente assunto uguale a 20×10^{-6} Pa (20 μ Pa), che corrisponde alla soglia della sensazione uditiva umana alla frequenza di 1 kHz. Sia p che p_0 vanno intesi come valori efficaci della pressione sonora.

LIVELLO DI INTENSITA' SONORA. Anche per il livello di intensità sonora vale una definizione analoga alla precedente:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad 3.17$$

dove l' intensità di riferimento è presa pari a 10^{-12} W/m².

LIVELLO DI POTENZA SONORA. Analogamente a quanto si è appena visto per la pressione e l' intensità, si può definire il livello di potenza sonora come:

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad 3.18$$

dove la potenza di riferimento W_0 è assunta per convenzione pari a 10^{-12} W (1 pW).

Capitolo 4

MISURE DI PRESSIONE SONORA

Quello delle misure acustiche è un argomento molto vasto, come altrettanto ampia è la gamma di trasduttori, strumenti e delle apparecchiature di cui ci si può avvalere. In questo capitolo verranno quindi analizzati i principali tipi di strumenti, metodologie e problematiche inerenti lo studio effettuato nella tesi.

Sintetizzando al massimo, si può dire che qualunque misura acustica può essere ricondotta alla determinazione della pressione sonora. Poi, naturalmente, interessa determinare anche frequenza, fase, distribuzioni spaziali e temporali, ecc., ma quello che agisce effettivamente sulla membrana timpanica o sul trasduttore di un microfono è la pressione sonora.

Questo naturalmente vale per i suoni che si propagano in un fluido. Estendendo il discorso anche ai solidi, si ricade nel campo delle vibrazioni e ovviamente acquistano maggiore importanza la velocità e l' accelerazione. Questo però esula dalla nostra trattazione e i relativi metodi di misura e trasduttori non verranno analizzati.

Prima di passare a descrivere i vari strumenti è però necessario soffermarsi sulle tecniche di analisi dei segnali, che sono strettamente legate al problema della misura di un grandezza fisica. In particolare ci soffermeremo sull' analisi in frequenza dei segnali che si adatta bene allo studio dei fenomeni acustici e che in questi casi dà risultati di immediata applicazione.

In seguito verranno illustrati i principali strumenti di misura, considerando sia i principi di funzionamento sia le problematiche più rilevanti che si potrebbero affrontare nel loro utilizzo.

Infine verranno esposti alcuni metodi di recente introduzione usati nelle misure acustiche per dare un' idea dello stato dell' arte in questo campo.

4.1 *Analisi in frequenza*

L'analisi in frequenza è un potente strumento di analisi per lo studio dei segnali. Fu introdotto in ambito elettronico per lo studio dei segnali elettrici, di carattere tipicamente periodico, molto spesso derivanti da funzioni sinusoidali.

I primi strumenti per effettuare l'analisi in frequenza erano di tipo analogico, costituiti cioè da componenti elettronici in grado di effettuare delle operazioni matematiche direttamente sui segnali (in tensione o corrente). Lo sviluppo dei sistemi digitali e il rapido aumento delle prestazioni e delle capacità di calcolo degli elaboratori ha permesso una rapida diffusione delle tecniche di analisi in frequenza anche ad altri settori industriali e della ricerca, quali quello meccanico. Prima dell'introduzione dell'analisi in frequenza i segnali fisici venivano studiati solo in relazione al loro andamento nel tempo.

L'analisi in frequenza si basa sull'ipotesi (dimostrabile) che ogni segnale possa essere scomposto in una serie (teoricamente anche infinita) di seni (o coseni) ognuno con una certa frequenza, fase iniziale e ampiezza. In questo modo lo studio del segnale si basa sul suo contenuto in frequenza, ovvero sull'ampiezza e la fase di ogni componente in frequenza in esso contenuta.

L'analisi in frequenza trova applicazione in tantissimi settori industriali e della ricerca. Si pensi allo studio dell'inquinamento acustico prodotto da una catena di produzione industriale: mediante lo studio delle frequenze sonore da essa prodotta si può risalire ai componenti più rumorosi e quindi intervenire solo su di essi. Nel settore meccanico, l'analisi in frequenza è fondamentale per la diagnostica dei sistemi meccanici: si può individuare un componente difettoso (ad esempio un cuscinetto con pista danneggiata o un albero non bilanciato) mediante l'analisi in frequenza delle vibrazioni prodotte dal sistema stesso. Nel settore oleodinamico l'analisi in frequenza può essere applicata allo studio dei fenomeni oscillatori della pressione. Essi possono essere causati da elementi estranei al circuito vero e proprio ma meccanicamente vincolati ad esso oppure da uno dei suoi componenti.

In generale le macchine volumetriche trasferiscono dei volumi isolati di fluido dall'aspirazione alla mandata; questo determina un andamento discontinuo della portata, e quindi della pressione, determinando la nascita di onde di

pressione in tutto il circuito, queste onde vengono poi trasmesse all'aria circostante, provocando una perturbazione che corrisponde al rumore generato. Lo studio di tali fenomeni viene preso in considerazione dalle aziende produttrici di componenti oleodinamici allo scopo di offrire un prodotto che riduca al minimo le oscillazioni di pressione e i problemi ad esse legate, quali appunto la rumorosità e la sollecitazione meccanica dei componenti.

L'analisi in frequenza è quasi sempre accompagnata da tecniche di elaborazione del segnale (filtri, medie ecc...) che permettono, ad esempio, di ridurre il rumore di fondo generato dalle apparecchiature elettriche, oppure di concentrare l'analisi su determinate componenti del segnale.

In questo paragrafo si analizza la teoria matematica mediante la quale viene realizzata l'analisi in frequenza, con particolare attenzione alle procedure e agli algoritmi propri dei sistemi digitali, e le tecniche di elaborazione del segnale utilizzate poi dalla strumentazione usata per le prove sperimentali.

4.1.1 Analisi in frequenza e acustica

Vista l'importanza fondamentale che la frequenza ha nei problemi acustici risulta fondamentale utilizzare degli strumenti in grado di analizzare il rumore in funzione della stessa.

La rappresentazione più comune dei fenomeni acustici avviene come evoluzione della pressione sonora nel dominio del tempo, tuttavia, in molti casi pratici è più conveniente rappresentare tali fenomeni nel dominio della frequenza. In questa rappresentazione, il segnale viene espresso come funzione complessa della variabile reale frequenza, che a livello di sensazione uditiva è meglio correlabile all'altezza del suono.

Per comprendere come si passi dal dominio del tempo al dominio delle frequenze, si può cominciare riprendendo alcuni concetti già visti nel capitolo 2, con l'esame dei segnali periodici, cioè dei segnali per cui vale la relazione:

$$f(t) = f(t + nT) \quad 4.1$$

con T periodo del segnale e n numero intero.

Si può dimostrare che ogni segnale appartenente a questa classe può essere rappresentato come somma delle componenti sinusoidali e cosinusoidali di frequenza multipla della frequenza fondamentale $f_1 = 1/T$, quindi:

$$f(t) = A_0 + \sum_{n=1}^k (A_n e^{-2n\pi t/T}) \quad 4.2$$

con:

$$A_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) e^{-2in\pi/T} dt \quad 4.3$$

$$e^{-2in\pi/T} = \cos(2in\pi/T) - i \sin(2in\pi/T) \quad 4.4$$

dove i termini A_n vengono chiamati ampiezze delle armoniche di ordine n .

Tale procedimento viene definito, come già visto, sviluppo in serie di Fourier.

Si pensi ora di estendere il dominio di integrazione da $-\infty$ a $+\infty$; le caratteristiche richieste al segnale non sono più quelle di essere periodico, ma è sufficiente che sia integrabile in tale intervallo.

All' aumentare dell' ampiezza dell' intervallo di integrazione, diminuisce la distanza tra le armoniche: si ottiene così una funzione continua complessa nella variabile reale frequenza f , detta trasformata integrale di Fourier; quindi se $x(t)$ è una funzione reale della variabile reale tempo t , la sua trasformata di Fourier $X(f)$ vale:

$$X(f) = F[x(t)] = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad 4.5$$

Il passaggio dalla funzione variabile tempo nella funzione variabile frequenza segna appunto il cambiamento del dominio della rappresentazione del segnale.

La funzione $X(f)$ viene chiamata anche spettro del segnale.

La trasformazione può avvenire anche nel senso opposto, cioè dal dominio della frequenza al dominio del tempo, tramite l' operazione di antitrasformazione:

$$x(t) = F^{-1}[X(f)] = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) e^{i2\pi ft} dt \quad 4.6$$

A questo punto è opportuno classificare i segnali, in modo da poter definire le possibili tecniche di analisi in frequenza.

Innanzitutto si possono suddividere i segnali stazionari dai segnali non stazionari.

Un segnale stazionario è un segnale per cui le medie (valor medio, energia, ecc.) non dipendono dal tempo. Sono inclusi in questa categoria i segnali deterministici, cioè quelli che possono essere espressi come funzione del tempo o come somma di componenti sinusoidali, e i segnali casuali, cioè quelli definibili solo in termini di parametri statistici, quali la media, la varianza, densità di probabilità di livelli.

Tra le più importanti proprietà di un segnale stazionario vi è quella che permette di effettuare la media temporale su intervalli di tempo diversi, pur giungendo a risultati aventi la stessa validità. È quindi possibile effettuare un' analisi in frequenza sequenziale, ad esempio con filtri che variano la frequenza centrale della banda passante, analizzando un diverso segmento temporale del segnale.

I segnali non stazionari si dividono in continui, cioè segnali che sono diversi da zero per tutti i valori della variabile tempo, e transitori, cioè segnali che partono dal valore zero in un determinato istante e che ritornano a zero in un altro istante successivo. I segnali non stazionari continui possono essere analizzati solo per intervalli finiti, e le medie che si ottengono valgono solamente per il segmento considerato. I segnali non stazionari transitori devono essere analizzati per tutta la loro durata. In entrambi i casi l' analisi in frequenza deve essere effettuata mentre il segnale o il segmento temporale esiste: il tempo in cui avviene l' analisi è critico e l' analisi viene detta "in tempo reale".

Poiché le tecniche di analisi del segnale si basano sulla conversione del segnale analogico in un segnale campionato digitale il segnale che si va ad analizzare matematicamente non è continuo bensì discreto.

Il segnale viene campionato ad una certa frequenza f_s per cui ciò che si ha a disposizione è una serie di campioni successivi distanziati $\Delta t = 1/f_s$ secondi ed acquisiti per un certo intervallo di tempo T . Il numero di campioni totale sarà $N = T/\Delta t$.

Il campionamento del segnale consiste nel trasformare il segnale nel tempo $x(t)$ in una serie temporale $x(i)$, cioè in una sequenza di numeri legati al valore istantaneo del segnale in istanti determinati, equispaziati nel tempo.

In pratica il segnale da campionare viene moltiplicato per una funzione di campionamento che vale 1 per tutti gli istanti nt multipli di un periodo di campionamento t_s e vale 0 in tutti gli altri istanti. Il reciproco di t_s è la frequenza di campionamento $f_s = 1/t_s$.

Esistono dei vincoli che legano le caratteristiche spettrali del segnale alla frequenza di campionamento. Il teorema di Shannon stabilisce che la frequenza di campionamento deve essere almeno il doppio della massima frequenza per cui esiste energia nello spettro del segnale. Il segnale cioè non deve contenere energia al di sopra di $f_s/2$, che viene indicata con il termine di frequenza di Nyquist. Quando il teorema di Shannon non viene rispettato si potrebbe avere il cosiddetto fenomeno del sottocampionamento del segnale.

Negli analizzatori di spettro di tipo commerciale, questo fenomeno è evitato ponendo all'ingresso dell'analizzatore un filtro passa-basso che elimina l'energia al di sopra della frequenza di Nyquist.

I filtri vengono anche detti filtri anti-aliasing poiché l'effetto del sottocampionamento del segnale è di creare un ribaltamento delle frequenze al di sopra della frequenza di Nyquist nella parte bassa dello spettro.

4.1.2 Dalla trasformata di Fourier alla trasformata discreta di Fourier.

Le risorse dei mezzi di calcolo sono limitate e pertanto l'analisi dei segnali campionati deve essere relativa ad un numero finito di elementi della serie temporale. La trasformata di Fourier non può quindi essere calcolata numericamente da $-\infty$ a $+\infty$, ma deve essere ridotta ad un intervallo finito e adattata alle serie temporali.

Si definisce la trasformata discreta di Fourier o DFT, mediante la relazione:

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n) e^{-i2\pi kn/N} \quad 4.7$$

dove N rappresenta il numero complessivo degli elementi della serie temporale, o campioni, k l'indice della trasformata discreta, n l'indice della serie temporale. In pratica l'uso della DFT significa trasformare un segmento di segnale di durata Nt_s , ottenendo uno spettro discretizzato in $N/2$ componenti complesse alla frequenza di f_s/N hertz.

Se il segnale da analizzare è un transitorio ed è completamente contenuto nella finestra di analisi, l'effetto della DFT è nullo; se invece il segnale è continuo, esso viene "troncato" agli estremi della finestra di campionamento di durata Nt_s : il che equivale a rendere il segnale periodico di periodo Nt_s .

Per ridurre gli effetti del troncamento si utilizzano opportune funzioni "finestra" che moltiplicano il segnale analizzato, riducendone l'ampiezza, e quindi la discontinuità agli estremi della stessa finestra di analisi.

In realtà non è possibile ottenere uno spettro continuo, ma per analizzare il segnale si utilizza una serie di filtri analogici o digitali, la cui funzione è quella di far passare solo una determinata banda del segnale entrante.

I filtri si possono dividere in 4 categorie a seconda di che parte del segnale lasciano passare.

- Filtro passa basso: lascia passare solo le frequenze inferiori alla frequenza di taglio.
- Filtro passa alto: lascia passare solo le frequenze superiori alla frequenza di taglio.
- Filtro passa banda: lascia passare solo le frequenze comprese in un determinato intervallo
- Filtro a soppressione: elimina le frequenze comprese in un determinato intervallo.

Per l'analisi in frequenza vengono utilizzati i filtri passa banda.

Un filtro ideale dovrebbe avere il comportamento che si vede in figura 4.1: se entra un segnale costante la risposta dovrebbe essere nulla fino alla frequenza di taglio inferiore f_i , lasciar passare il segnale senza deformato nella banda di

funzionamento, sopprimere tutto il segnale con frequenza superiore alla frequenza alla frequenza di taglio superiore f_2 .

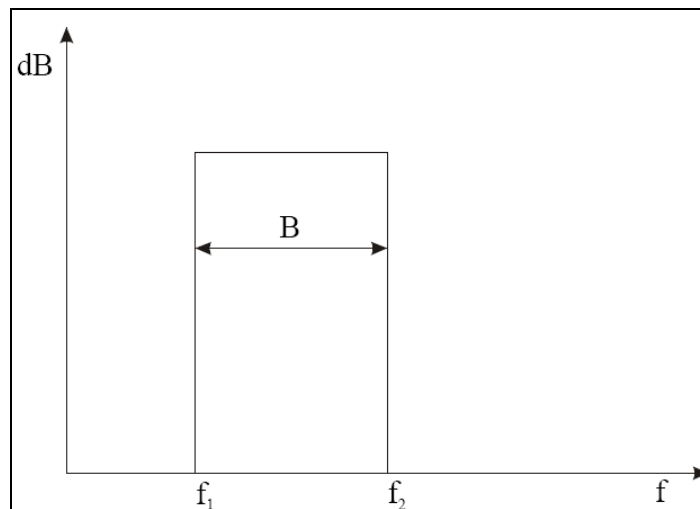


Figura 4.1. Filtro ideale

La risposta di un filtro reale è quella rappresentata nella figura 4.2: la larghezza di banda viene misurata 3dB sotto il valore del segnale.

Ovviamente tanto più ripide sono le rampe di salita e discesa del filtro e tanto più piatta è la parte passante, tanto migliore risulta il filtro.

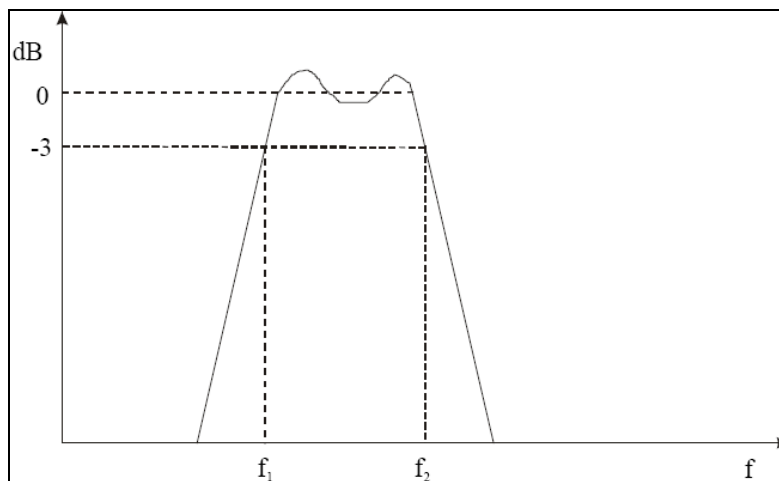


Figura 4.2. Risposta di un filtro reale

I filtri a banda passante si suddividono in due tipi.

- Filtri a banda costante, in cui la larghezza di banda B rimane la stessa al variare della frequenza di centro banda
- Filtri a banda percentuale costante, in cui la larghezza di banda B dipende della frequenza di centro banda, e le frequenze centrali sono legate tra loro da relazioni non lineari.

MISURE DI PRESSIONE SONORA

I primi vengono utilizzati comunemente negli analizzatori veloci di Fourier (Fast Fourier Transform, FFT). Di solito questi analizzatori permettono di dividere il campo di misura della frequenza in 400, 800, 1600 intervalli (detti righe). Se supponiamo di analizzare un campo di frequenza che varia da 0 a 20kHz con una risoluzione di 400 righe avremo un filtro con una larghezza di banda $B = 50\text{Hz}$; restringendo l'analisi a 0 – 2 kHz la larghezza di banda sarà $B = 5\text{ Hz}$.

I filtri a larghezza di banda costante sono utilizzati perlopiù per l'analisi delle vibrazioni.

In acustica, a parte qualche rara applicazione, si usano i filtri a banda percentuale costante, in quanto approssimano meglio la sensazione uditiva umana, e quindi la risposta dell'orecchio ai suoni.

La più importante categoria di filtri di questo tipo è quella dei filtri di banda di ottava e frazione di banda d'ottava. La larghezza della banda passante è legata ad una frazione di ottava $1/b$, con b intero. I valori più usati per b sono 1 (filtri di banda di ottava), 3 (filtri di banda di 1/3 di ottava), 12 e 24.

Nella seguente tabella sono riassunti i valori numerici delle grandezze caratteristiche per i filtri di banda di ottava e di 1/3 di ottava.

	Ottava	1/3 Ottava
Rapporto tra le frequenze di taglio f_2/f_1	2	$2^{1/3}=1.259$
Frequenza centrale $f_c = \sqrt{f_1 f_2}$	$f_c = \sqrt{2}f_1$	$f_c = 1.22f_1$
Larghezza di banda percentuale $\frac{f_2 - f_1}{f_c} 100$	70.7%	23.1%

Tabella 4.1. Caratteristiche dei filtri in banda d'ottava

Nelle normative più moderne si prevede ormai l'utilizzo quasi esclusivo dei filtri di terza d'ottava.

Le frequenze centrali dei filtri sono normalizzate nella norma UNI EN ISO 266.

L'analisi del segnale ad una certa frequenza non è istantanea, poiché il filtro ha un certo tempo di risposta, funzione della larghezza di banda del filtro.

Si può dimostrare che il tempo di risposta del filtro è inversamente proporzionale alla larghezza di banda, da cui si può dedurre che un'analisi in banda stretta richiede più tempo di un'analisi in banda larga.

Se si utilizzano dei filtri a banda percentuale costante, l'esperienza porta a definire un tempo pari a 5-6 periodi a seconda della precisione desiderata.

L'analisi sequenziale viene effettuata misurando una banda dopo l'altra. Il tempo necessario per coprire tutto il campo delle frequenze è relativamente lungo; pertanto ha senso eseguire tale analisi solo se il rumore è di tipo stazionario. I filtri possono venire selezionati manualmente, oppure automaticamente, dopo aver fissato il campo di misura.

L'analisi in frequenza mediante filtri è basata essenzialmente sulla misura del valore efficace del segnale in uscita da ogni filtro:

$$\hat{x} = \sqrt{\left[\frac{1}{T_{\text{int}}} \int_{t-T_{\text{int}}}^t x^2(\tau) d\tau \right]} \quad 4.8$$

l'incertezza nella misura è legata anche al tempo di integrazione o di media T_{int} cioè al tempo impiegato per mediare il segnale filtrato $x(t)$, secondo la relazione data.

Se si considera un segnale continuo e periodico l'effetto di un tempo di integrazione troppo breve consiste in una oscillazione di \hat{x} con lo stesso periodo del segnale T . E' quindi sufficiente che sia:

$$T_{\text{int}} \geq 3T$$

Nel caso di segnali stazionari casuali bisogna invece tenere conto dell'incertezza dovuta alle caratteristiche statistiche del segnale, che dipende sia dal tempo di media sia dalla larghezza di banda del filtro.

L'introduzione dell'analisi in frequenza con tecniche numeriche ha da una parte permesso la realizzazione di strumenti molto potenti, dall'altra ha introdotto il problema dell'analisi "in tempo reale". Esistono infatti dei fenomeni non stazionari o transitori in cui è fondamentale sapere quale segmento temporale è stato oggetto dell'analisi. Nel caso dei transitori, poi, è necessario essere certi che il segnale sia stato analizzato nella sua interezza, senza interruzioni.

Analizzatori di spettro a larghezza di banda percentuale costante. Gli analizzatori di spettro a banda percentuale costante sono costituiti essenzialmente da banchi di filtri di frazione di ottava che operano in parallelo. Tali banchi di filtri possono essere realizzati come filtri analogici (ormai sorpassati), come insiemi di filtri digitali fisici (molto rari), o, più frequentemente, come programmi di calcolo.

Seguendo lo schema rappresentato in figura si può vedere che il segnale viene applicato all' ingresso e analizzato in modo da rappresentare il risultato sul visualizzatore sotto forma di barre, ciascuna relativa al valore in uscita di un filtro. Il selettore di larghezza di banda consente di impostare la selettività della misura, le impostazioni più comuni sono comunque quelle in banda d' ottava, in 1/3, 1/12 e 1/24 d' ottava. Il selettore del tipo di media consente di selezionare il tipo di media, lineare o esponenziale.

Gli analizzatori a banda percentuale costante sono usati principalmente nella misura del rumore, della potenza sonora, delle caratteristiche acustiche degli ambienti e dei materiali.

4.2 Fonometro

Il fonometro è lo strumento base per eseguire una misura acustica. Esso è dedicato alla rilevazione della pressione sonora e all' elaborazione dei livelli di pressione.

La configurazione base di un fonometro di generazione moderna è rappresentata nello schema a blocchi di figura 4.3.

MISURE DI PRESSIONE SONORA

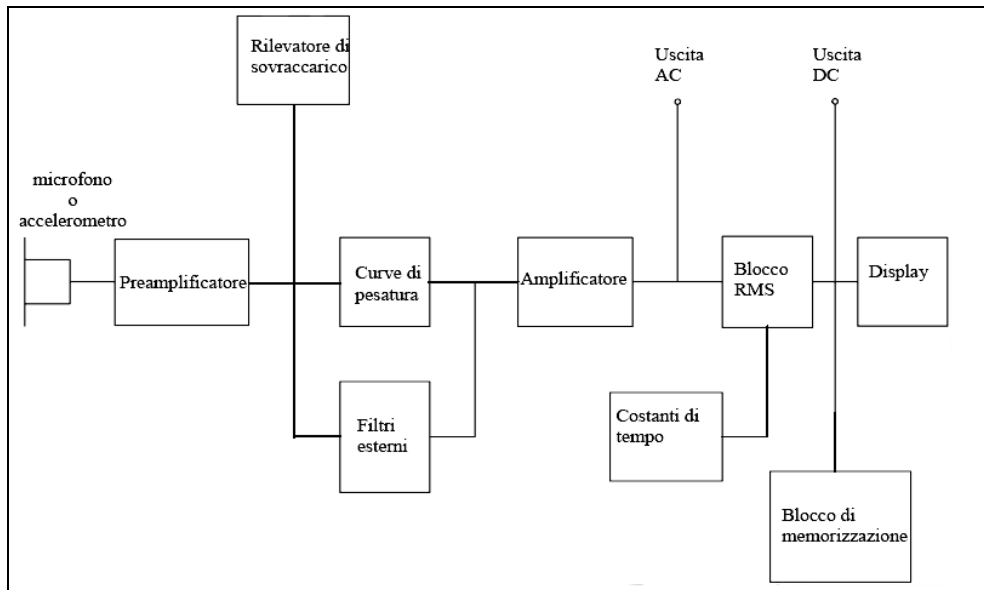


Figura 4.3. Schema a blocchi di un fonometro

Il microfono trasforma il segnale acustico in un segnale elettrico con tensione molto bassa. Il segnale passa quindi nel preamplificatore, che normalmente è collegato direttamente al microfono: la sua funzione principale è quella di ridurre l'impedenza del microfono per permettere la trasmissione a distanza del segnale.

Successivamente il segnale preamplificato entra nello strumento vero e proprio, che è composto da diversi moduli.

Può essere presente un rilevatore di sovraccarico che rileva se si è superato il valore di fondo scala e trasmette l'informazione al display: in questo modo l'operatore può sapere quando questo valore viene superato e di conseguenza può agire sul valore di fondo scala.

Il segnale passa poi attraverso dei filtri di ponderazione in frequenza: in genere si trovano solo i filtri per le curve di ponderazione A e C.

Una volta elaborato nei filtri, il segnale viene amplificato e trasmesso a un registratore (uscita AC), o a un rilevatore di valore efficace medio, che permette di ottenere il valore quadratico medio della grandezza.

Il segnale viene ora rettificato in un "raddrizzatore" (blocco RMS) in modo da ottenere il suo valore efficace tramite una costante di tempo esponenziale.

Infine il risultato viene visualizzato sul display.

Molti fonometri permettono poi l'utilizzo di filtri esterni sequenziali.

MISURE DI PRESSIONE SONORA

La ponderazione in frequenza serve a selezionare, o meglio, ad aumentare l'importanza relativa di una parte dello spettro di frequenza sulla formazione di un valore indicato, che è complessivo, e rappresenta quindi la somma dell'energia a tutte le frequenze. Le curve di ponderazione normalmente disponibili in un fonometro sono:

- A, di uso generale per valutare il livello di disturbo o di pericolosità del rumore; è presente su tutti gli strumenti, attenua le frequenze basse ed in misura minore quelle alte;
- B, attenua poco le frequenze basse, è ormai obsoleta e non verrà presa in considerazione nelle nuove norme;
- C, attenua entrambi gli estremi della gamma di frequenze, ma in modo meno accentuato della curva A;
- D, utilizzata per la misura del rumore di aeromobili;
- Lin, condizione in cui la ponderazione in frequenza è esclusa: in questo caso la banda passante dipende dal modello di fonometro; i dati misurati da strumenti differenti possono scostarsi notevolmente;
- Z o zero, ponderazione lineare in cui non è prevista né l'attenuazione né l'esaltazione da 10 kHz a 20 kHz.

La ponderazione A è obbligatoria su tutti i fonometri, mentre le altre sono opzionali.

I fonometri possono essere classificati secondo diversi criteri. Un primo criterio di distinzione, regolato anche dalle norme EN60651/1994 e EN60804/1994, suddivide i fonometri in quattro classi di precisione dalla zero alla tre, in ordine decrescente di precisione:

- Classe 0
- Classe 1
- Classe 2
- Classe 3

Tuttavia la quasi totalità degli strumenti appartiene a due sole classi:

- classe 1: strumenti da laboratorio e per misure di precisione sul campo;
- classe 2: strumenti per misure sul campo di uso generale;

Un secondo criterio di classificazione dei fonometri permette di distinguere i fonometri integratori da quelli che non sono in grado di eseguire l' integrazione. Per fonometro integratore si intende uno strumento in grado di calcolare il livello equivalente, cioè il livello di rumore misurato su un determinato periodo di misura. Il fonometro non integratore è in grado soltanto di eseguire una misura istantanea.

Da quanto appena detto emerge che i fonometri integratori consentono di associare un valore numerico anche a quelle situazioni in cui la rumorosità risulta variabile nel tempo (ad esempio per la presenza dei cicli macchina), mentre un fonometro non integratore è vincolato alla misurazione di fenomeni stazionari.

Si possono poi distinguere i fonometri in grado di eseguire la scomposizione in frequenza del rumore da quelli che invece forniscono solo un dato globale. Questa caratteristica è molto importante nella scelta del fonometro: infatti mentre un dato globale il più delle volte ha una valenza di verifica, la scomposizione in frequenza consente uno studio più approfondito del problema acustico.

Ritornando allo schema iniziale del fonometro si può intuire che negli strumenti che non effettuano la scomposizione in frequenza non sarà presente il blocco dei filtri, in quanto sono questi che permettono di realizzare la scomposizione in frequenza.

Occorre ora fare una precisazione sul tipo di fenomeno che si va ad analizzare. Se il fenomeno è stazionario è possibile utilizzare strumenti in grado di eseguire l' analisi sequenziale in quanto, poiché il rumore non cambia nel tempo, si possono analizzare le diverse frequenze in tempi successivi. Nel caso di fenomeni non stazionari l' analisi sequenziale può portare a risultati errati poiché, a causa della variabilità del fenomeno acustico, può capitare di analizzare una certa banda di frequenza nel momento in cui ad esempio la massima rumorosità è presente su una banda diversa. L' unico modo per evitare l' errore citato, è l' esecuzione delle varie misure alle diverse frequenze, sulla stessa registrazione acustica relativa ad un periodo di tempo significativo o, almeno, l' esecuzione delle misure su un numero significativo di cicli

macchina, ripetuti, uguali a se stessi, per ogni banda di analisi. Per questo per effettuare questo tipo di misure è necessario utilizzare uno strumento dalle caratteristiche adeguate.

Per quanto riguarda l'analisi in frequenza, l'eventuale associazione di un registratore grafico o di un personal computer, consente la visualizzazione dei livelli di rumorosità in funzione della frequenza o, eventualmente, la visualizzazione dell'andamento di una determinata frequenza in funzione del tempo (fonometri-analizzatori in tempo reale).

4.3 Calibratori acustici

E' opportuno, prima di eseguire una misura, provvedere alla verifica e all'eventuale calibrazione del misuratore del livello sonoro. Per la verifica sul campo, senza rivolgersi a laboratori opportunamente attrezzati, sono disponibili i calibratori acustici, cioè generatori di pressione acustica di cui sono noti il livello di pressione sonora e la frequenza con le relative incertezze.

Essi si accoppiano in pressione al microfono del fonometro. E' quindi necessario che il calibratore sia specificamente progettato per il tipo di microfono a cui deve essere accoppiato. Fortunatamente, quasi tutti i fonometri di classe 1 sono forniti con microfoni da 1/2" che rispettano la norma sui microfoni campione di lavoro, per cui uno stesso calibratore può essere utilizzato per diversi fonometri.

I calibratori sono in genere di due tipi:

- meccanici (pistonofoni)
- elettroacustici o elettrodinamici (calibratori)

I calibratori meccanici operano in genere a una sola frequenza, al di sotto dei 400 Hz. Sono costituiti da una cavità, detta accoppiatore, in cui viene alloggiato il microfono e in cui viene prodotta una variazione di pressione per mezzo di uno o più pistoni che si muovono con legge sinusoidale. I pistonofoni lavorano bene alle basse frequenze, fino a circa 250 Hz. Essi presentano il vantaggio di essere poco sensibili alle derive nel tempo, non essendoci componenti elettronici. Va segnalato che i calibratori elettromeccanici sono solitamente

MISURE DI PRESSIONE SONORA

limitati ad un intervallo dei parametri ambientali più ristretto rispetto ai calibratori elettrodinamici. L' incertezza nella calibrazione dipende principalmente dalle condizione di pressione atmosferica all' istante della prova, il livello dovrà quindi essere calcolato in modo da correggere il valore nominale dichiarato per il pistonofono, valido per la pressione di riferimento di 101, 325 kPa.

I calibratori elettroacustici sono costituiti da un piccolo altoparlante che genera un determinato livello di pressione sonora nell' accoppiatore. I calibratori elettrodinamici sono più pratici da usare poiché sono poco o per nulla sensibili ai parametri ambientali (pressione atmosferica, temperatura, umidità ...), ma richiedono di essere controllati periodicamente presso laboratori di taratura perché sono più soggetti a derive.

Capitolo 5

MISURE DI POTENZA SONORA

In questo capitolo vengono illustrati i concetti essenziali riguardanti l'interpretazione fisica e i principi di misura della potenza e dell'intensità sonora, di fondamentale importanza per l'analisi dei problemi affrontati nella presente tesi.

Tali tipi di misure sono, in campo acustico, le più delicate e le più difficili da eseguire, ma stanno assumendo una grande importanza poiché tale tecnica presenta svariati vantaggi rispetto alle tecniche tradizionali basate sulla misura della pressione sonora.

Verrà fatto un breve richiamo di teoria, approfondendo quanto detto nel capitolo 3, a cui seguirà una parte più applicativa sul tema della misura della potenza sonora.

Infine, verranno illustrate le possibili applicazioni della tecnica intensimetrica, mettendo in luce i vantaggi che offre rispetto all'adozione delle tecniche tradizionali basate sul rilievo della pressione sonora.

Il capitolo verrà poi chiuso da un breve accenno alle più recenti tecniche e strumentazioni per la misura dell'intensità.

5.1 Energia sonora e intensità

La teoria dei campi sonori e le relative misure acustiche non hanno sempre progredito di pari passo col trascorrere degli anni. Infatti, sebbene già dalla fine dell'ottocento si trovi una trattazione dettagliata sull'intensità acustica e sui processi di trasferimento dell'energia acustica, dovuta alle pubblicazioni di Lord Rayleigh, che si può considerare il padre dell'acustica moderna, sono dovuti passare altri cento anni prima che l'evoluzione delle tecniche digitali di

elaborazione dei segnali permettessero la messa a punto di metodi sperimentali in grado di misurare questa grandezza energetica.

Il primo dispositivo in grado di misurare l' intensità acustica venne brevettato nel 1932 da H. F. Olson e permetteva di eseguire misure solo in condizioni ideali. Nonostante svariati tentativi, nessuno strumento commerciale di particolare importanza venne prodotto. Solo nel 1977, quando le tecniche digitali di elaborazione dei segnali vennero applicate alla teoria da F.J. Fahy e J.Y. Chung e con l' evoluzione dello sviluppo dei microfoni, è diventato possibile effettuare misure d' intensità mediante la tecnica dei due microfoni.

Da quel momento in poi la tecnica è andata sviluppandosi, permettendo ai teorici in acustica di misurare e visualizzare delle grandezze che, precedentemente, potevano essere spiegate solo matematicamente e che si rivelarono molto efficaci in numerose applicazioni nel campo acustico.

Lo schema interpretativo su cui sono stati sviluppati i sistemi di misura dell' intensità è legato ai due concetti di campo sonoro "attivo" e campo sonoro "reattivo". Secondo tale modello, una parte dell' energia che accompagna un qualunque fenomeno sonoro si propaga nelle zone lontane dalla sorgente (campo attivo), e una parte, localmente, oscilla attorno a ciascun punto non contribuendo al flusso netto dell' energia (campo reattivo).

In questo schema, grandezza energetica fondamentale è l' intensità acustica istantanea, definita, come già visto, come prodotto tra pressione sonora istantanea e vettore velocità istantanea delle particelle:

$$\vec{I}_r(\vec{r}, t) = p(\vec{r}, t) \cdot \vec{u}_r(\vec{r}, t) \quad 5.1$$

questa grandezza vettoriale fornisce, in ogni punto del campo, una stima dell' ampiezza e della direzione del flusso istantaneo dell' energia meccanica totale, per unità di area, associata al fenomeno ondulatorio.

Si consideri un campo armonico monocromatico (ad una sola frequenza); la pressione sonora istantanea, in un qualunque punto \vec{r} , è espressa, in notazione complessa, dalla seguente relazione:

$$p(\vec{r}, t) = \bar{p}(\vec{r}) e^{i[\omega t + \phi_p(\vec{r})]} \quad 5.2$$

dove \bar{p} e φ_p sono rispettivamente, l' ampiezza e la fase della pressione sonora, entrambe dipendenti solo dalla variabile spaziale.

La velocità istantanea delle particelle, nello stesso punto, si può ricavare dall' equazione di Eulero (equazione del momento) e risulta:

$$\vec{u}(\vec{r}, t) = \frac{1}{\omega\rho_0} [-\bar{p}(\vec{r})\nabla\varphi_p(\vec{r}) + i\nabla\bar{p}(\vec{r})] e^{i[\omega t + \varphi_p(\vec{r})]} \quad 5.3$$

questa espressione, complessa, è scomponibile in una parte reale, in fase con la pressione sonora e in una parte immaginaria, in quadratura con essa.

Il flusso istantaneo dell' intensità risulta, quindi, somma di due vettori distinti: un vettore definito dal prodotto tra la pressione sonora e la componente di velocità in fase con essa, chiamato intensità istantanea attiva \vec{I}_a , e l' altro, espresso dal prodotto tra la pressione sonora istantanea e la componente di velocità in quadratura con essa, chiamato intensità reattiva \vec{I}_r . Analiticamente:

$$\vec{I}(\vec{r}, t) = \vec{I}_a(\vec{r}, t) + \vec{I}_r(\vec{r}, t) \quad 5.4$$

dove:

$$\vec{I}_a(\vec{r}, t) = -\frac{1}{\omega\rho_0} \bar{p}^2 \nabla\varphi_p(\vec{r}) \left\{ \frac{1}{2} + \cos 2[\omega t + \varphi_p(\vec{r})] \right\} \quad 5.5$$

$$\vec{I}_r(\vec{r}, t) = -\frac{1}{4\omega\rho_0} \nabla\bar{p}^2(\vec{r}) \text{sen} 2[\omega t + \varphi_p(\vec{r})] \quad 5.6$$

oppure in forma più compatta:

$$\vec{I}_r(\vec{r}, t) = \text{Re} \left\{ \vec{C}(\vec{r}) [1 + e^{-2i(\omega t + \varphi_p(\vec{r}))}] \right\} \quad 5.7$$

Il vettore complesso indipendente dal tempo $\vec{C}(\vec{r})$ viene chiamato vettore intensità complessa:

$$\vec{C}(\vec{r}) = \left(-\frac{1}{2\omega\rho_0} \bar{p}^2 \nabla\varphi_p \right) + i \left(-\frac{1}{4\omega\rho_0} \nabla\bar{p}^2 \right) = \vec{I}_a(\vec{r}) + \vec{I}_r(\vec{r}) \quad 5.8$$

La sua parte reale non è altro che la componente medio-temporale del vettore intensità attiva istantanea, mentre la sua parte immaginaria è l' ampiezza del vettore intensità reattiva istantanea.

Da questi ultimi concetti appena introdotti si possono dedurre interessanti proprietà dei due vettori energetici intensità istantanea attiva e intensità istantanea reattiva.

MISURE DI POTENZA SONORA

Il vettore intensità istantanea attiva varia con frequenza doppia rispetto alla frequenza dell' onda sonora. Il vettore che si ottiene facendo una media temporale, indicato come intensità sonora, è un vettore non nullo, che rappresenta in ogni punto del campo il flusso netto di energia. Esso ha direzione sempre perpendicolare ai fronti d' onda dell' onda acustica, in quanto è proporzionale al gradiente della fase della pressione sonora.

Il vettore intensità istantanea reattiva varia anch' esso con una frequenza doppia rispetto alla frequenza dell' onda sonora ma il suo valore medio-temporale risulta uguale a zero, in ogni punto del campo. Di conseguenza, il suo contributo al trasferimento netto di energia è nullo.

Da queste osservazioni si deduce che il vettore intensità istantanea attiva rappresenta quella parte di energia che fluisce lontano dalla sorgente, mentre il vettore intensità istantanea reattiva rappresenta quella parte di energia che oscilla localmente attorno a ciascun punto del campo.

Per chiarire le idee sul significato fisico dell' intensità attiva e reattiva si può considerare come esempio la propagazione di onde armoniche monocromatiche in un tubo, al variare del tipo di terminazione.

Si consideri allora la propagazione di onde armoniche monocromatiche generate dal movimento di un pistone in un tubo con terminazione perfettamente assorbente. In queste condizioni, l' andamento istantaneo della pressione sonora (fig. a). Il campo sonoro risultante è completamente attivo, cioè il vettore intensità istantanea, in ogni punto, coincide con la componente di intensità istantanea attiva. La sua ampiezza, sempre positiva, varia nel tempo con frequenza doppia rispetto alla frequenza dell' onda. La sua direzione e il suo verso coincidono con quella di propagazione dell' onda. Il vettore medio-temporale è non nullo ed ha ampiezza di entità significativa.

Si consideri ora un tubo con terminazione parzialmente assorbente. In queste condizioni, l' onda incidente viene parzialmente riflessa dalla parete, producendo in direzione opposta, la propagazione di un' onda di ampiezza inferiore. L' interferenza tra onda diretta e onda riflessa dà origine a degli andamenti istantanei di pressione e velocità sfasati tra loro (fig. b). in seguito a questo sfasamento, il campo sonoro risulta solo parzialmente attivo. Il vettore intensità istantanea, cioè si compone sia della componente attiva che della componente

MISURE DI POTENZA SONORA

reattiva. La componente attiva a direzione e verso coincidenti con quelli di propagazione dell' onda. La sua media-temporale è non nulla ma ha entità inferiore a quella del caso precedente. La componente reattiva, invece, in ogni posizione lungo il tubo, oscilla avanti e indietro, fornendo, in un periodo, un contributo medio nullo.

Si consideri, infine, la condizione di terminazione perfettamente riflettente. In questo caso onda diretta e onda riflessa hanno la stessa ampiezza e dalla loro interferenza si ha la formazione di onde stazionarie all' interno del tubo. Pressione sonora istantanea e velocità delle particelle sono in quadratura (cioè sfasate di 90°) in ogni posizione e il campo sonoro che ne risulta è completamente reattivo. Il vettore intensità è costituito solo dalla componente reattiva, la cui ampiezza varia con la posizione. L' ampiezza di tale vettore, mediata sul periodo, risulta, in ogni punto, uguale a zero, indicando che non si ha nessun trasporto netto di energia.

Le definizioni di intensità attiva e reattiva date per campi sonori armonici semplici, possono essere estese anche ai campi sonori generali. Ovviamente le riformulazioni teoriche del modello di trasferimento dell' energia risultano più complicate. Tra le varie formulazioni presenti in letteratura del vettore complesso, quella di Heyser sembra essere la generalizzazione più diretta del modello introdotto per i campi sonori armonici semplici.

Sperimentalmente, i concetti di campo sonoro attivo e reattivo risultano di grande utilità anche per i campi acustici generali, non monocromatici, purché applicati ad analisi in banda stretta.

Si consideri il campo sonoro generato da un altoparlante alimentato da un rumore bianco, filtrato nella banda di $1/3$ di ottava centrata a 1 kHz. In fig. sono mostrati i risultati di misure intensimetriche effettuate in camera anecoica in un punto posto ad una distanza dall' altoparlante pari ad una lunghezza d' onda (circa 0.3 m). Nella parte (a) della figura sono riportati i risultati della pressione sonora istantanea e della corrispondente velocità delle particelle. Tali segnali sono perfettamente in fase e di uguale ampiezza. In questo punto, quindi, il campo risultante è completamente attivo, come conferma l' andamento dell' intensità istantanea, che risulta del tutto analogo al caso della propagazione

delle onde armoniche monocromatiche in un tubo con terminazione perfettamente anecoica (ampiezza sempre positiva).

Nella figura ... vengono illustrati i risultati di una misura identica effettuata a una distanza di 0.03 m dalla sorgente, cioè in condizioni di campo vicino.

In questo caso gli andamenti di pressione e velocità delle particelle rivelano che queste grandezze sono quasi in quadratura, e quindi che il campo sonoro è fortemente reattivo. Di conseguenza, l' intensità istantanea ha un andamento oscillante attorno allo zero, e ciò indica che localmente l' energia fluisce avanti e indietro.

Confrontando le due condizioni sperimentali illustrate, si può vedere che il campo sonoro risultante, fortemente reattivo in vicinanza della sorgente, già ad una distanza pari a una lunghezza d' onda, risulta già completamente attivo. In condizioni generali, tuttavia, l' estensione della zona di campo reattivo non può essere definita a priori in quanto essa dipende da vari parametri quali il valore della frequenza, le dimensioni e le caratteristiche di emissione della sorgente e le caratteristiche dell' ambiente di misura. Nel momento della misura comunque bisogna seguire una precisa norma UNI EN ISO 9614 (che verrà analizzata in seguito) che, tra le altre cose, definisce la distanza minima alla quale porsi dalla sorgente.

5.2 Determinazione della potenza sonora

Per la misura della potenza sonora esistono numerose normative ISO, peraltro già recepite anche dalle normative UNI.

Le misure di questa grandezza si possono dividere in quattro grandi famiglie:

- Misure in camera riverberante
- Misure in campo libero (o camera anecoica)
- Misure *in situ*
- Misure intensimetriche

Le misure in camera riverberante vengono eseguite in ambienti normalizzati. Possono dividersi in misure da laboratorio e misure ingegneristiche. Per le misure da laboratorio le norme prescrivono delle misure molto severe

sulle caratteristiche della camera di prova. I microfoni possono essere posizionati in punti fissi oppure si può utilizzare la tecnica del microfono mobile a velocità costante lungo tutto il perimetro di una qualunque figura geometrica che contenga la sorgente in prova. Si possono utilizzare due metodi di calcolo:

- Metodo diretto
- Metodo indiretto

Anche per le misure in campo libero si può fare la distinzione tra misure da laboratorio e misure ingegneristiche; in tutti e due i casi la misura si basa sull'equazione che lega l'intensità acustica al quadrato della pressione acustica:

$$I = \frac{p^2}{\rho c} \quad 5.9$$

Le prove da laboratorio vengono eseguite in camera anecoica. Le normative forniscono le caratteristiche acustiche minime della camera. I microfoni vengono montati su una superficie sferica e emisferica (in questo caso la sorgente è posta su una superficie riflettente). Le prove ingegneristiche possono venire eseguite sia in ambienti normati che all'aperto su un piano riflettente. La procedura di calcolo è analoga a quella seguita per le misure da laboratorio.

Le misure *in situ* devono essere eseguite quando non è possibile spostare la macchina all'interno della camera di prova. Naturalmente la precisione di queste misure non è molto alta e dipenderà dalle condizioni dell'ambiente circostante.

Per quanto riguarda le misure intensimetriche conviene dedicare un paragrafo a parte vista l'importanza che rivestono sia nel presente lavoro che per il notevole salto di qualità che permettono di compiere rispetto alle precedenti tecniche di misura.

Misure intensimetriche

Una delle più importanti applicazioni della tecnica intensimetrica riguarda la possibilità di determinare la potenza sonora emessa da sorgenti, eseguendo la misura *in situ*. Il metodo trova il suo fondamento teorico dalle definizioni di intensità e di potenza acustiche:

$$W = \int_S I dS \quad 5.10$$

Da questa relazione si possono evidenziare due caratteristiche fondamentali:

1. Il valore medio della potenza sonora, generata all' interno di una superficie chiusa, è rappresentato dall' integrale, esteso alla superficie, della componente del valor medio-temporale dell' intensità, normale ad essa.
2. In assenza di sorgenti all' interno della superficie, il valore medio-temporale del flusso netto istantaneo dell' intensità è sempre nullo. Questo significa che la presenza al di fuori della superficie di sorgenti sonore stazionarie è ininfluente ai fini del calcolo della potenza sonora generata da sorgenti presenti al suo interno.

Proprio quest' ultima caratteristica rappresenta il vantaggio principale della tecnica intensimetrica, infatti è possibile quantificare la potenza sonora media di una sorgente di rumore stazionario anche in presenza di altre sorgenti stazionarie e direttamente nell' ambiente usuale di utilizzo.

I vantaggi pratici che ne conseguono sono evidenti e derivano principalmente dalla possibilità di quantificare, con sufficiente accuratezza, anche l' emissione acustica di sorgenti fisse e dal superamento dell' obbligo di utilizzare costose strutture di prova quali camere anecoiche o camere riverberanti.

La prima cosa da fare per la misurazione della potenza sonora è definire la superficie contenete la sorgente.

Teoricamente si possono scegliere tutti i tipi di superfici che possano racchiudere la sorgente, ma le forme più utilizzate sono quella a parallelepipedo, a semisfera e quella conforme.

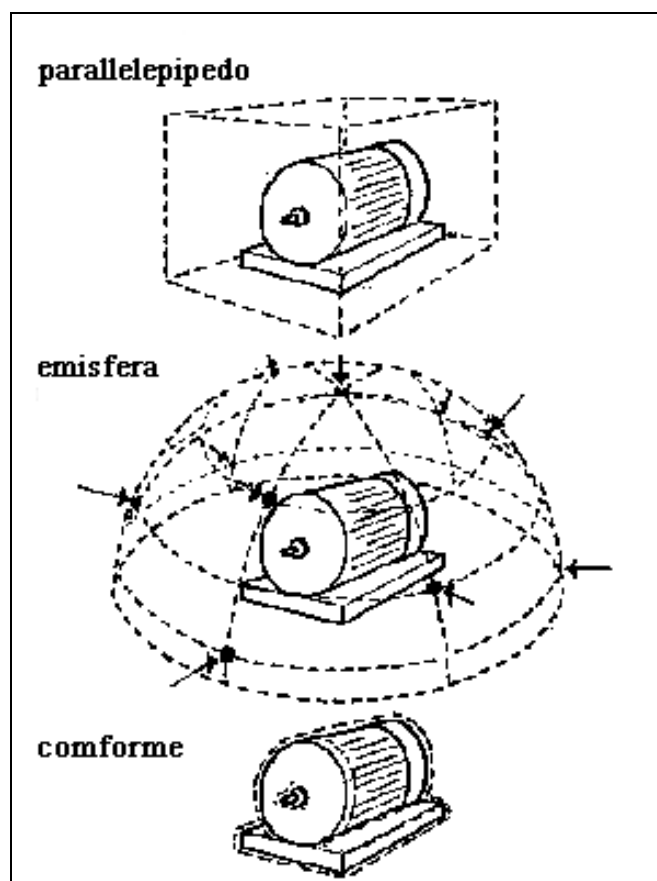


Figura 5.1. Superfici di misura

La forma a parallelepipedo è la più semplice da realizzare ed è quella che rende più veloci e semplici anche le misure. Le potenze sonore parziali possono essere rilevate su ogni lato e quindi sommate.

La superficie emisferica è quella che richiede il minor numero di punti di misura, ma è più complicata da realizzare attorno alla sorgente.

Per ultima, la superficie conforme permette di effettuare le misure in un campo vicino e ciò consente di migliorare il rapporto segnale-rumore. Inoltre è possibile localizzare meglio le diverse sorgenti di rumore dell' oggetto in esame.

5.3 La misura dell' intensità

Il metodo della misura intensimetrica della potenza sonora richiede l' esecuzione di N misure di intensità sonora lungo una generica superficie che contenga il corpo oggetto dello studio al fine di ottenere un campionamento della potenza sonora emessa dal corpo.

MISURE DI POTENZA SONORA

Il metodo della misura intensimetrica presenta alcuni vantaggi che lo contraddistinguono dagli altri metodi:

- La misura è immune dai rumori di fondo che provengono da oggetti esterni a quello in esame, purchè tali rumori siano stazionari, cioè costanti nel tempo;
- Consente di mappare la potenza acustica prodotta dalla sorgente consentendo di individuare con maggiore precisione la vera sorgente di rumore.

Come già si sa l' intensità sonora in un punto è data dal prodotto tra la pressione sonora istantanea e la velocità delle particelle in quel punto, per poter eseguire la misura è quindi necessario poter misurare entrambe le grandezze.

La maggior parte degli strumenti in commercio, sono basati sul cosiddetto "metodo dei due microfoni" che, per ogni componente del vettore intensità, prevede la misura delle corrispondenti componenti di pressione e velocità mediante una sonda costituita da due microfoni di alta qualità, nominalmente identici, disposti uno vicino all' altro in modo opportuno. Alcune possibili configurazioni sono

- faccia-faccia
- fianco-fianco
- retro-retro

Per la misura della pressione non si presentano particolari problemi, se non quelli che si dovrebbero affrontare nelle misure di pressione sonora con un normale microfono.

Non è così semplice, però, la misura della velocità delle particelle.

La velocità delle particelle può essere messa in relazione con il gradiente di pressione (il grado in cui la pressione istantanea cambia con la distanza) grazie all' equazione di conservazione del momento (equazione di Eulero) linearizzata.

Conoscendo il gradiente di pressione e la densità del fluido, possiamo quindi calcolare l' accelerazione delle particelle:

$$a = -\frac{1}{\rho_0} \nabla p(\vec{r}, t) \quad 5.11$$

In una direzione, si ha:

$$a = \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial r} \quad 5.12$$

quindi, integrando il segnale di accelerazione si ottiene la velocità delle particelle

$$u = -\int \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad 5.13$$

Il gradiente di pressione è un funzione continua, vale a dire senza creste di livelli massimi o minimi. Essendo i due microfoni ravvicinati è possibile ottenere un' approssimazione lineare del gradiente di pressione prendendo la differenza di pressione tra i due microfoni e dividendola per la distanza tra gli stessi. Lo si può paragonare al tentativo di tracciare la tangente di un cerchio disegnando un linea retta passante per due punti della circonferenza. Nella pratica viene quindi calcolata la differenza di pressione nella posizione corrispondente al centro acustico della sonda, con la seguente differenza finita:

$$\frac{\partial p}{\partial n} \approx \frac{[p_B - p_A]}{\Delta r} \quad 5.14$$

dove p_1 e p_2 sono i valori di pressione sonora nelle due posizioni microfoniche e Δr è la distanza di separazione tra i due microfoni.

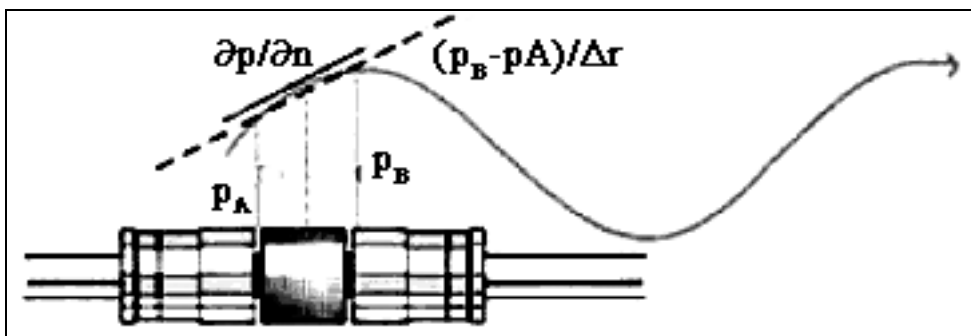


Figura 5.2. Approssimazione per differenza finita

Tale approssimazione è valida però solo nel caso in cui la lunghezza d' onda della informazione sonora incidente sia molto maggiore della distanza tra i due microfoni, in caso contrario l' errore commesso non è più trascurabile (errore delle differenze finite). Da ciò ne consegue che è necessario utilizzare intensimetri differenti in funzione della banda sonora che si intende analizzare: in particolare la distanza tra i microfoni dovrà essere tanto minore quanto maggiore

è la frequenza (e quindi quanto minore la lunghezza d' onda) del rumore analizzato, come è possibile intuire dalla seguente figura 5.3.

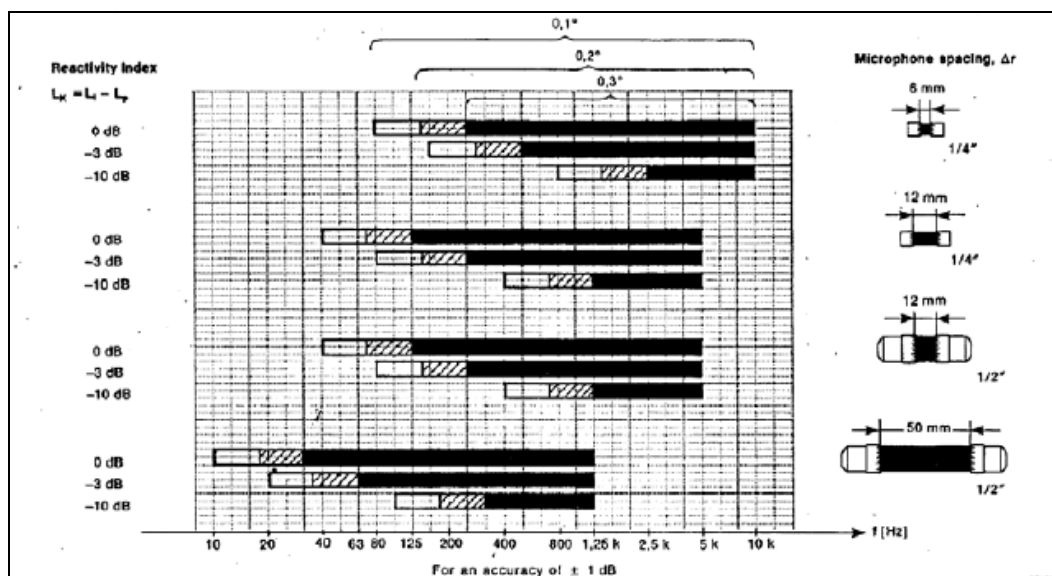


Figura 5.3. Diversi tipi di intensimetri standardizzati in funzione dei diversi range di frequenze da analizzare

È sempre consigliabile utilizzare intensimetri standardizzati, poiché in caso contrario è necessario provvedere all' accoppiamento dei due microfoni. Infatti i microfoni non sono perfettamente uguali e presentano una differente sensibilità ed una diversa risposta in fase, saranno quindi mal accoppiati in fase. Se due segnali sono tra loro sfasati si legge una differenza che è diversa da zero anche quando anche quando si sta dando lo stesso segnale ai due microfoni, di conseguenza l' unica soluzione è quella di acquistare due microfoni già accoppiati in fase, ossia un intensimetro standard.

Riprendendo la trattazione, la velocità sarà quindi data da:

$$u = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{p_B - p_A}{\Delta r} dt \quad 5.15$$

Il calcolo dell' intensità viene quindi effettuato moltiplicando tra loro i valori della pressione media e della velocità media:

$$I = \bar{p} \cdot \bar{u} \quad 5.16$$

quindi:

$$I = -\frac{p_A + p_B}{2\rho_0 \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \quad 5.17$$

5.4 La normativa di riferimento

La determinazione della potenza sonora mediante la tecnica intensimetrica è oggi regolamentata dalla norma ISO 9614. Essa si compone di due parti distinte (parte 1 e parte 2) che si differenziano nel metodo indicato per approssimare l'integrale di superficie dell'intensità. La parte 1 riporta la procedura di campionamento dell'intensità in punti discreti della superficie. La parte 2 prevede di acquisire il segnale intensimetrico mentre si effettua una scansione uniforme di tutta la superficie di involuppo, con la sonda disposta perpendicolarmente alla superficie stessa.

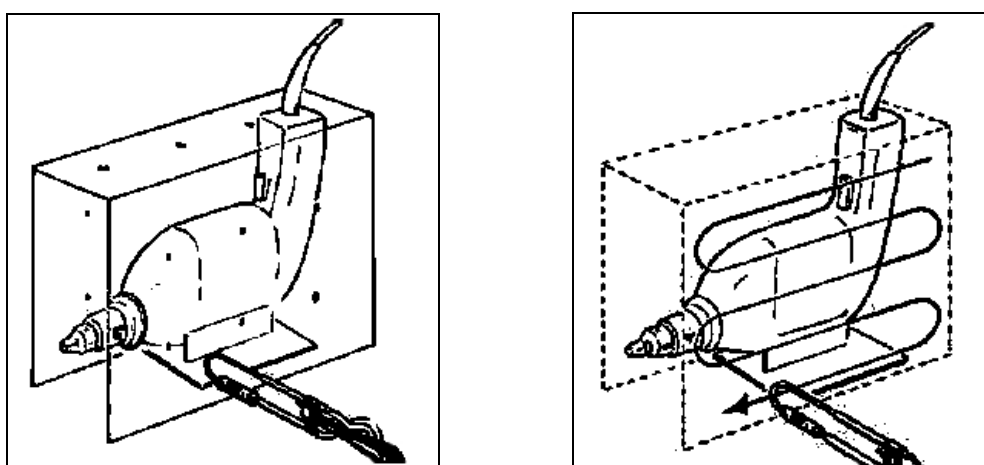


Figura 5.4. Campionamento per scansione e per punti discreti

La misura per punti discreti risulta più adatta alle applicazioni classiche delle misure intensimetriche, cioè quelle di individuazione delle sorgenti di rumore mediante la stesura di mappe intensimetriche in cui si evidenziano i punti in cui si ha maggiore emissione.

La misura eseguita per scansione della superficie di integrazione, oltre a essere la più semplice e più rapida da eseguire, permette di ottenere una maggiore precisione nel calcolo della potenza sonora emessa dalla sorgente all'interno della superficie di misura.

Senza entrare troppo nei particolari della norma, ci si limita a citarne i passaggi principali relativi al campo di applicabilità, al suo scopo, alle condizioni di misura e alla misurazione della potenza sonora.

La norma ISO 9614 prescrive un metodo per la misurazione della componente dell'intensità sonora normale ad una superficie di misurazione scelta in modo da racchiudere la sorgente di rumore di cui si deve determinare il livello di potenza

sonora. Basandosi sui valori misurati, viene calcolato il livello di potenza sonora per bande di ottava e di terzo di ottava o il valore ponderato per un numero limitato di bande. Il metodo può essere applicato a qualunque sorgente per cui si possa definire una superficie di misurazione fisicamente stabile e su cui il rumore generato dalla sorgente sia stabile nel tempo. Le misure possono essere effettuate in qualsiasi ambiente di prova, purché esso non presenti variazioni temporali tali da ridurre l'accuratezza della misurazione dell'intensità.

5.5 Applicazioni della tecnica intensimetrica

Tutti i progetti volti alla riduzione della rumorosità di sorgenti complesse, richiedono, innanzitutto, l'identificazione delle principali sorgenti di emissione e la definizione del peso di ciascuna di esse sull'emissione globale. La misura dell'intensità sonora offre diversi vantaggi rispetto alle tecniche tradizionali e permette di individuare e classificare la sorgente del rumore.

Una struttura complicata può emettere rumore da alcuni dei suoi componenti ed assorbirne da altri. Per valutare l'efficacia dei metodi di riduzione dei rumori, dobbiamo conoscere la quantità di rumore emessa da ogni singola parte della macchina. Questo significa determinare la potenza sonora delle varie componenti della macchina.

Ciò è facilmente realizzabile mediante le misure di intensità, poiché siamo in grado di definire una superficie contenente le singole componenti. Tutti i rumori provenienti dalle componenti non considerate, purché tale rumore sia stazionario, possono essere considerate rumore di fondo, e quindi non influiscono sulla misura. Inoltre la potenza sonora totale può essere ricavata semplicemente sommando le potenze sonore parziali di tutte le componenti emettenti rumore.

La tecnica dell'intensità è diretta perché le misure possono essere eseguite sul posto. Questo è un miglioramento notevole rispetto alle tecniche precedenti, infatti, le singole parti componenti una struttura complessa, il motore del banco per esempio, dovevano essere isolate in qualche modo. Il livello di pressione di

ogni singola parte poteva essere misurato solo piazzando la macchina in camere anecoiche o riverberanti o ciò richiedeva spesso alcune settimane.

Un' applicazione della tecnica intensimetrica, particolarmente efficace per caratterizzare l' emissione acustica di macchine rotanti, è quella basata sulla "analisi selettiva". Tale metodica permette di valutare se vi è discontinuità di emissione di rumore durante un ciclo completo e di evidenziare l' emissione corrispondente ad una singola parte del ciclo, come, ad esempio l' inizio della combustione in un motore o un evento particolare in un processo di produzione.

5.6 Cenni ai metodi innovativi per misure intensimetriche

La misura dell' intensità sonora è basata sulla misurazione simultanea della pressione sonora e della velocità delle particelle.

Con la tecnica dei due microfoni si è visto che la velocità viene ricavata dal gradiente di pressione che si ha tra i due microfoni.

Il modo più intuitivo per la misurazione dell' intensità, però, potrebbe essere quello di misurare direttamente sia la pressione acustica che la velocità, con una stessa sonda che sia in grado di misurarle simultaneamente.

Combinando tra loro trasduttori di pressione e di velocità si è potuti giungere alla definizione della sonda Microflown, costituita da un microfono, per la misura della pressione sonora, e da un anemometro a filo caldo, per la misura della velocità delle particelle. In questo paragrafo viene dato un accenno a questo tipo di strumentazione che sta ormai cominciando a sostituire le classiche strumentazioni basate sulla tecnica dei due microfoni (*p-p method*).

La sonda *p-u*, basata cioè sulla misurazione di pressione e velocità, è costituita da due tipi fondamentali di trasduttori. L' intensità acustica è quindi data semplicemente dal prodotto delle medie temporali di velocità e pressione sonora:

$$I_r = u_r p \quad 5.18$$

La sonda Microflown consiste in un sistema costituito da due sottili fili affiancati e riscaldati fino ad una temperatura di circa 300° C. Le particelle di fluido che incidono perpendicolarmente alla sonda provocano un abbassamento della temperatura dei fili con una conseguente variazione della conducibilità. Questa

variazione di temperatura non è la stessa per i due fili, e quindi è possibile risalire alla velocità delle particelle, come avviene in un anemometro a filo caldo. Al trasduttore di velocità delle particelle è poi accoppiato un microfono a condensatore da ½ pollice.

La sonda completa è raffigurata in figura 5.6, mentre uno schema è rappresentato in figura 5.5.

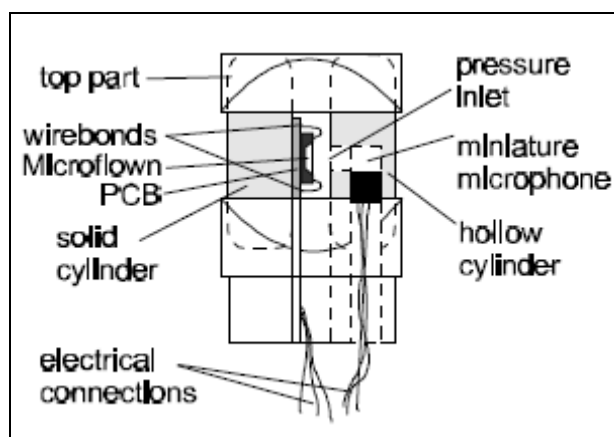


Figura 5.5. Schema della sonda Microflown



Figura 5.6. Sonda Microflown

5.7 Software di elaborazione e rappresentazione

Una volta eseguita la misura si pone il problema della rappresentazione dei dati, che devono essere presentati in modo efficace dal punto di vista della comprensione del fenomeno acustico.

Per quanto riguarda un semplice dato di livello equivalente globale il problema non si pone più di tanto, le cose si complicano un po' di più quando il fenomeno è variabile o quando si esegue l'analisi in frequenza.

Nel caso peggiore in cui si voglia analizzare un fenomeno variabile nel tempo, e di questo si voglia ottenere anche la scomposizione in frequenza, una rappresentazione in due dimensioni non è più sufficiente, in quanto bisogna mostrare la combinazione frequenza-tempo-livello. Un efficiente modo di visualizzazione a tre dimensioni è dato dallo spettrogramma o dal sonogramma. In essi viene rappresentato sull' asse orizzontale il tempo, su quello verticale la frequenza e, secondo una scala cromatica, il livello di rumorosità.

Per comprendere meglio l' interpretazione di un sonogramma, si può immaginare quest' ultimo come la proiezione su un piano, del più classico diagramma tridimensionale frequenza-tempo-livello. In figura si può vedere un diagramma tridimensionale visto in assonometria (rappresentazione Waterfall) abbinato al corrispondente sonogramma a colori. Dalla figura 5.7 è possibile vedere come nella rappresentazione classica si può incorrere nell' effetto di “mascheramento grafico”, cioè gli spettri di livello più basso sono nascosti dagli spettri con livello più alto che si trovano davanti, e come invece nel sonogramma questo effetto non si verifichi.

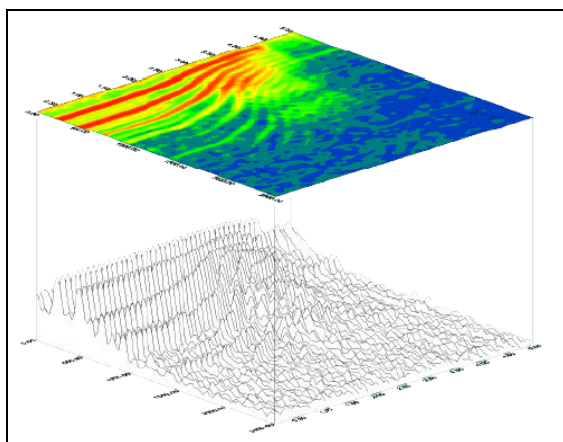


Figura 5.7. Sonogramma e diagramma di Waterfall

5.8 La mappatura acustica

Tutti i problemi di controllo del rumore sono prima di tutto un problema di localizzazione e di identificazione della sorgente. Le classiche misure fonometriche mirate alla caratterizzazione di un prodotto o di un macchinario non consentono un' analisi approfondita di questi problemi.

MISURE DI POTENZA SONORA

Grazie alle misure di intensità sonora è possibile ottenere una mappatura acustica di ogni superficie di interesse attorno alla macchina presa in esame.

Grazie alle mappe ottenute, di agevole interpretazione, è quindi possibile comprendere, per ogni banda di frequenza, il modo in cui si distribuisce il rumore sulle diverse superfici considerate, e quindi associare ad ogni mappa le diverse sorgenti presenti nella macchina studiata.

La tecnica adottata si basa su rilievi di rumore effettuati, su ogni superficie presa in considerazione, in una serie di punti opportunamente posizionati. Più precisamente, per ogni superficie, è necessario rilevare una matrice di punti opportunamente distanziati tra loro e giacenti su un piano anch'esso posto ad un'opportuna distanza dalla macchina.

Il dimensionamento della maglia di misura e della distanza di quest'ultima dall'oggetto della misura, deve essere operato tenendo conto di una serie di parametri legati alla specifica situazione considerata.

La misura viene eseguita acquisendo per ogni punto, a seconda della risoluzione desiderata, lo spettro in frequenza in banda d'ottava o 1/3 d'ottava. Per particolari applicazioni, per esempio dove si rendesse necessario discriminare frequenze molto vicine tra loro, è possibile impiegare anche l'analisi FFT, capace quindi di ottenere risoluzioni dell'ordine di qualche Hertz anche a frequenze elevate.

Una volta archiviati gli spettri relativi alla matrice di rilievi considerata, un programma di interpolazione consente successivamente di rappresentare, in modo grafico, la distribuzione acustica nelle diverse superfici di misura.

È importante ricordare che il software di interpolazione non è in grado di prevedere il reale livello tra delle posizioni intermedie tra due punti di misurazione: esso infatti si limita ad una mera interpolazione dei valori rilevati; quindi è necessario che la maglia della matrice sia, come precedentemente detto, opportunamente dimensionata. Il potere risolutivo della mappa è legato a diversi parametri tra cui, oltre ovviamente alla dimensione della maglia, anche la distanza del piano di misura dalla sorgente di rumore.

In figura 5.8 sono mostrate alcune possibili rappresentazioni offerte dal software di interpolazione utilizzato, relative allo stesso fenomeno acustico.

MISURE DI POTENZA SONORA

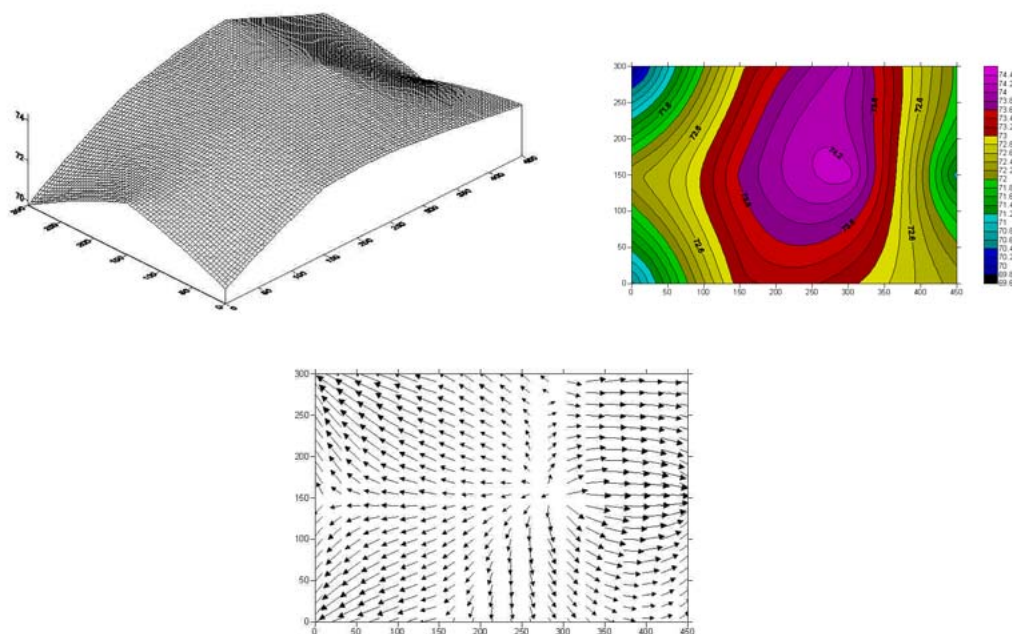


Figura 5.8. Rappresentazione delle mappe di intensità sonora ottenute per mezzo del programma Surfer (Golden Software)

Un ulteriore passo avanti nella rappresentazione dei risultati può essere eseguito eseguendo una sovrapposizione della mappa (isolivelli o sfumata) alla fotografia dell' oggetto in prova.

Dall' immagine è possibile individuare a prima vista le zone caratterizzate da una emissione sonora più alta delle altre.

Con questa tecnica è anche possibile valutare la bontà delle protezioni acustiche, comparando le varie misure eseguite con e senza tali protezioni.

Per eseguire previsioni, ad esempio della distribuzione del rumore in un ambiente, è invece necessario utilizzare appositi programmi, detti appunto di "previsione acustica".

L' esecuzione e l' interpretazione della mappatura sonora non possono ovviamente prescindere dalla conoscenza dell' acustica e dello specifico fenomeno in esame ma, da quanto illustrato, è possibile concludere che la tecnica della mappatura, se utilizzata in modo corretto, può essere considerata un valido aiuto alla comprensione dell' aspetto acustico di una macchina o di un impianto: essa quindi si pone come un utile strumento a disposizione del progettista, che quotidianamente si deve confrontare con problemi di riduzione del rumore.

MISURE DI POTENZA SONORA

Osservazione. I valori di intensità sonora risultanti da tutte le mappe ottenute in questo modo, non devono in alcun modo essere rappresentativi della macchina analizzata: tali valori infatti sono validi solo per la superficie di misura considerata e sono, ovviamente dipendenti dalla distanza di questa dalla macchina in esame.

Capitolo 6

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

6.1 Camera semi-anechoica

Tutte le pompe ad ingranaggi sottoposte a caratterizzazione acustica sono state provate nella camera anecoica posta all' interno dell' azienda.

La camera anecoica è un locale appositamente progettato e realizzato in modo da ottenere il massimo isolamento acustico possibile dall' ambiente esterno, indicato come coefficiente di fonoassorbimento. All' interno di tale camera si possono riscontrare livelli di pressione sonora prossimi a quelli riscontrabili in condizioni di campo libero, permettendo rilevazioni di precisione altrimenti impossibili.

La misura in camera anecoica si rende necessaria ogni qualvolta si desidera effettuare in laboratorio misure di sonorità in condizioni ottimali, e cioè con il massimo isolamento acustico dall' ambiente esterno e con un eccellente coefficiente di fonoassorbimento.

Le caratteristiche che definiscono le prestazioni minime di una camera anecoica sono contenute nelle norme ISO 3740.

Il parametro fondamentale che caratterizza una camera anecoica è il fattore di correzione ambientale K_2 , che, secondo la norma UNI EN ISO 3744, deve avere un valore il più basso possibile e comunque non superiore a 2 dB.

La stessa norma ISO 3744 stabilisce quali debbano essere le condizioni di prova, la strumentazione utilizzata e il tipo di sorgente necessarie per la caratterizzazione.

Una fase della misura per la caratterizzazione della camera è mostrata in figura 6.1.

I risultati della caratterizzazione sono mostrati nel grafico di figura 6.2 come si può osservare la camera soddisfa i requisiti richiesti dalla norma in quanto il

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

valore del coefficiente K2 è risultato in tutte le bande di frequenza minore di 2 dB.

Essendo ben isolata dall' ambiente esterno la differenza tra livello di potenza sonora misurata con sorgente in funzione e con sorgente disattivata non supera mai i 10 dB, così come richiesto dalla norma per il calcolo della potenza UNI EN ISO 9614-1, quindi può essere utilizzata sia per la caratterizzazione acustica delle pompe con la tecnica intensimetrica, sia per la caratterizzazione del rumore secondo la norma UNI EN ISO 3744.



Figura 6.1. Una fase della caratterizzazione della camera anecoica

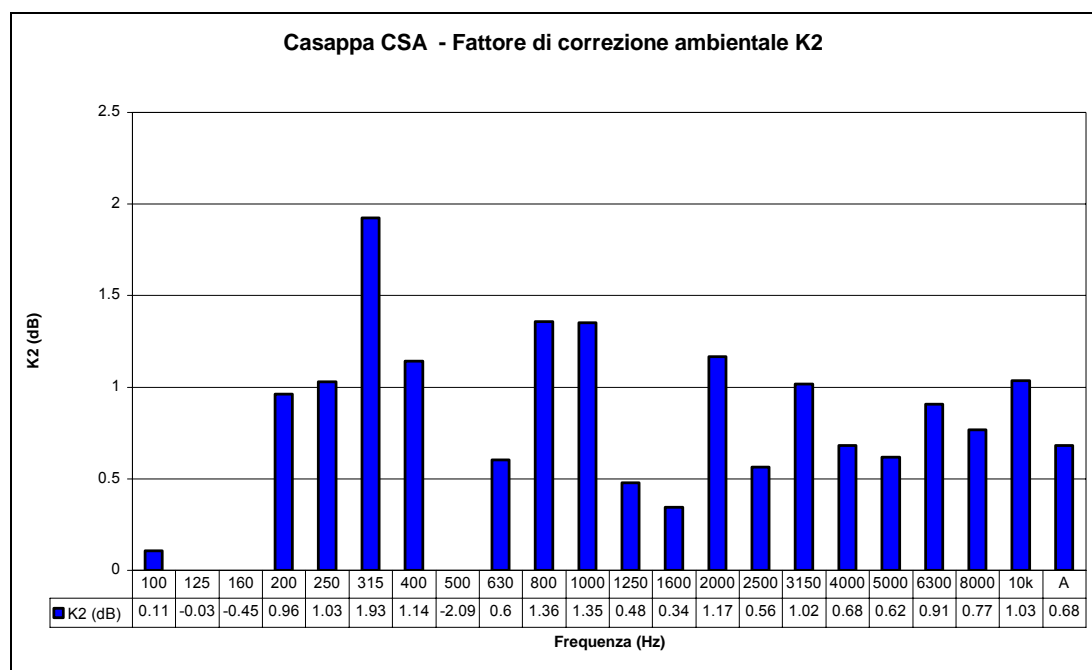


Figura6.2. Valori del fattore di correzione ambientale K₂

In tale camera è presente un sistema di collegamento della pompa con il banco prova, posto all' esterno della camera, che permette di regolare i parametri di funzionamento delle pompe (velocità di rotazione, pressione di esercizio, ecc.). Grazie alla presenza di trasduttori di pressione e temperatura lungo tutto il circuito, è possibile monitorare tutte le variabili in gioco durante l' intero periodo di misura di ciascuna pompa, al fine di garantire la ripetibilità delle condizioni sperimentali durante le caratterizzazioni eseguite su diversi esemplari.

6.2 Configurazione sperimentale

Per le misurazioni eseguite vengono fornite le informazioni sulla configurazione sperimentale, in particolare verranno descritti la sorgente sottoposta a prova, l' ambiente di prova, la strumentazione e il procedimento di misurazione che verranno analizzati nei prossimi paragrafi 6.3 e 6.4.

La sorgente sottoposta a prova è costituita dalla pompa e dal sistema di raccordi e tubazioni che la collegano al banco. La singola pompa ha dimensioni molto piccole rispetto all' intero sistema ma il suo effetto è comunque ben distinguibile nell' intero sistema sottoposto a misurazione.

Durante le prove la pompa è stata messa in rotazione a velocità costante (1480 rpm), quindi il rumore emesso dalla sorgente è di natura ciclica e può

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

quindi essere considerato stazionario, secondo quanto stabilito dalla norma ISO 9614; secondo quanto stabilito dalla norma un segnale ciclico può essere considerato stazionario se il periodo di misurazione si estende su almeno 10 cicli, il che nel nostro caso è sicuramente verificato.

L'ambiente di prova è la camera anecoica descritta nel paragrafo 5.1. In tale ambiente la sorgente è montata su una superficie assorbente ed è posta ad una altezza di circa 1,20 m, a livello del pavimento sono presenti i collettori di aspirazione e mandata (MANIFOLD), e possono essere rappresentati da un parallelepipedo 0.5x0.5x0.6 m.

La camera è ben isolata acusticamente dall'ambiente esterno, in questo modo si può soddisfare al requisito che prevede di avere un livello del rumore di fondo che differisca di più di 10 dB a sorgente disattivata rispetto a quando la sorgente è in funzione.

La strumentazione usata per le prove acustiche è rappresentata da un analizzatore bicanale della Bruel&Kjaer e da una sonda intensimetrica a due microfoni, che verranno descritti nei seguenti paragrafi. Per l'analisi dei dati si è usato un normale PC portatile che permetta di usare un foglio di calcolo.

Per quanto riguarda il funzionamento della pompa si è utilizzato il banco della ditta Bimal che corredo la camera.

Alcune foto della configurazione sperimentale sono mostrate in figura



Figura 6.3. Configurazione sperimentale del sistema analizzato

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

Per la caratterizzazione di tutte le pompe si è scelta la procedura descritta nella normativa di riferimento ISO 9614-1, basata sul campionamento dell' intensità per punti.

Si è adottato un sistema di posizionamento della sonda classico basato sul posizionamento manuale della sonda nei vari punti della griglia di misurazione, descritta nel paragrafo 6.4.

6.3 Analisi del sistema di misura

Tutti i rilievi sono stati effettuati utilizzando un analizzatore a due canali, modello 2144 della Bruel&Kjaer, che verrà analizzato nel dettaglio in seguito. Tale strumento di classe 1, soddisfa ai requisiti della norma IEC 1043.

L' analizzatore è stato interfacciato ad una sonda intensimetrica unidimensionale, costituita da due microfoni accoppiati in fase, di diametro $\frac{1}{2}$ “, montati su un opportuno supporto, in configurazione “face to face”, con uno spaziatore microfonico da 12 mm.

Una foto della strumentazione utilizzata e mostrata in figura 6.4.

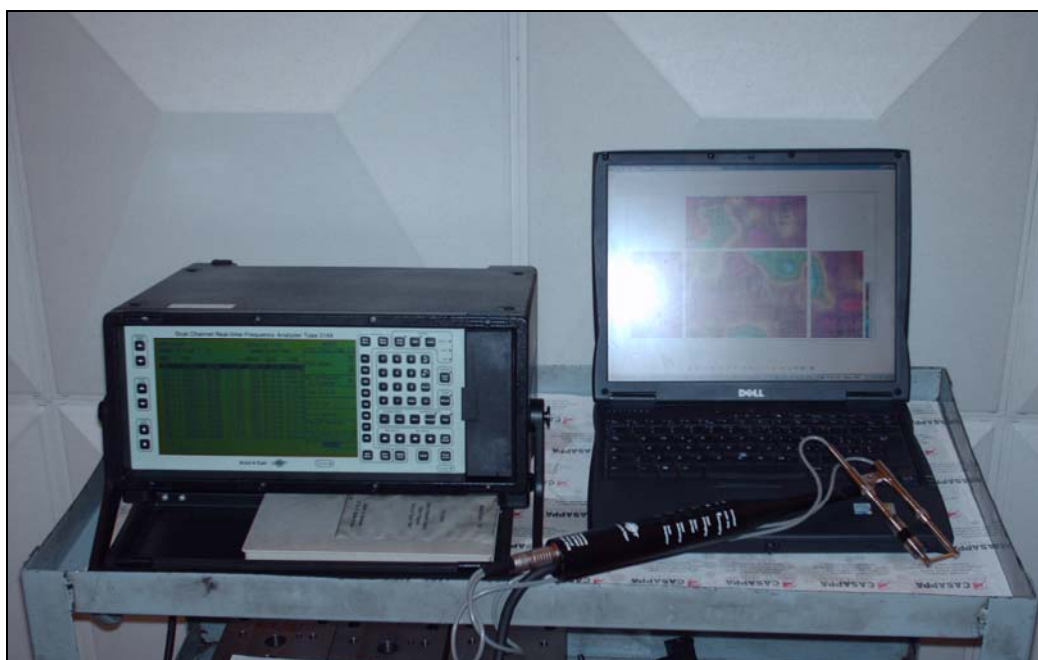


Figura 6.4. Strumentazione utilizzata per l' esecuzione delle misure

Analizziamo ora nel dettaglio i vari componenti della catena di misurazione.

6.3.1 Analizzatore bicanale in tempo reale 2144 Bruel&Kjaer

Lo strumento utilizzato nelle prove effettuate, oggetto della presente tesi, è un analizzatore in tempo reale della Bruel&Kjaer, in particolare è il Dual Channel Real-time Frequency Analyzer - Type 2144, da ora in poi chiamato per comodità semplicemente 2144.



Figura 6.5. Analizzatore in tempo reale 2144 della Bruel&Kjaer

Tale strumento è un analizzatore portatile che permette l'analisi in tempo reale, in banda stretta e in banda percentuale costante, di fenomeni acustici, elettroacustici e vibrazionali sia "on site", cioè in campo, sia in laboratorio.

Dedicando l'attenzione all'analisi dei fenomeni acustici, il 2144 permette di realizzare sia misure di pressione sonora sia dell'intensità acustica con la tecnica dei due microfoni (per mezzo della sonda intensimetrica che in seguito verrà analizzata).

La misura dell'intensità non è una caratteristica banale per un analizzatore in quanto sono necessari due canali in ingresso poiché la sonda intensimetrica è composta da due trasduttori acustici. Un'altra caratteristica importante che devono avere i due canali dell'analizzatore è quella dell'assenza di sfasamento tra i due canali della sonda.

6.3.2 Sonda intensimetrica

La sonda intensimetrica è fondamentalmente costituita da due microfoni montati faccia a faccia, con un distanziatore al centro. Questo sistema si è affermato rispetto agli altri sistemi di montaggio dei microfoni senza blocco distanziatore (fianco-fianco, retro-retro, ecc.) perché si è rivelato avere una risposta in frequenza e caratteristiche migliori.

In genere si hanno tre distanziatori che fissano la distanza tra i microfoni a 6, 12, e 50 mm. La scelta dei distanziatori dipende dalla gamma di frequenza che deve essere coperta.

I microfoni da $\frac{1}{2}$ pollice sono usati per le basse frequenze, mentre i microfoni da $\frac{1}{4}$ di pollice sono usati alle alte frequenze, per ridurre gli effetti dell'interferenza. La caratteristica di direttività per il sistema di analisi dell'intensità sonora sembra, bi-dimensionalmente, una figura ad otto, conosciuta come caratteristica del coseno.

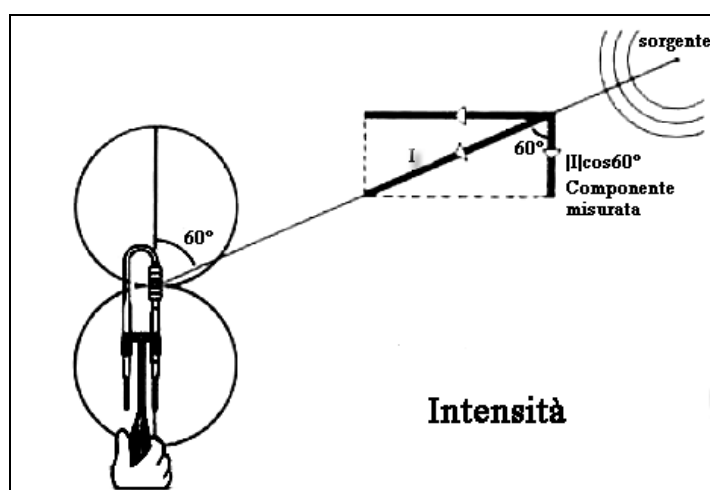


Figura 6.6. Caratteristica di direttività della sonda

Poiché la pressione è una grandezza scalare, un trasduttore di pressione dovrebbe avere una risposta simile indipendentemente dalla direzione di incidenza del suono (questo significa che sono necessarie delle caratteristiche omni-direzionali). Per contro, l'intensità è una grandezza vettoriale. Con una sonda a due microfoni, non si misura il vettore, ma la sua componente in una direzione, lungo l'asse della sonda. Il vettore è completamente determinato quando si conoscono le sue tre componenti perpendicolari, ottenibili con una sonda a sei microfoni disposti su tre assi.

Per un suono incidente a 90° rispetto all' asse della sonda non c' è nessuna componente lungo l' asse della sonda, poiché non ci sarà differenza nei segnali di pressione. Ne consegue che la velocità delle particelle e l' intensità saranno nulle. Per suoni incidenti con un angolo arbitrario θ rispetto all' asse, la componente di intensità rispetto all' asse sarà ridotta del fattore $\cos\theta$. Questa riduzione produce la caratteristica di direttività del coseno.

6.4 Definizione superficie di misura

Il primo obiettivo oggetto della presente tesi è quello di cercare di capire l' influenza del sistema di raccorderia e di tubazioni del banco sul rumore generato dalla singola pompa.

Mediante la tecnica intensimetrica è possibile effettuare due distinte misure di potenza sonora: una che permetta di misurare la potenza emessa dall' intero sistema costituito da pompa e banco prova, e una seconda misurazione che permetta di risalire alla potenza emessa dalla sola pompa.

Poiché tale tecnica permette anche di mappare l' intensità sonora emessa si è reso necessario realizzare due diverse griglie, una che includa tutto il volume che genera rumore, cioè il sistema pompa-banco, e una che comprenda solo il volume occupato dalla pompa. Per differenza tra le potenze misurate sarà poi possibile risalire all' influenza del sistema di tubazioni sulla potenza sonora totale.

A questo scopo si è deciso di realizzare un telaio in listelli di legno sul quale verrà poi "tracciata" la griglia di misurazione mediante un filo sottile. In questo modo si può avere maggiore flessibilità nel decidere la dimensione delle maglie.

Una volta stabilito il contributo "quantitativo" delle tubazioni si può individuare, con una mappa dell' intensità, dove si ha maggiore emissione sonora. Bisogna però osservare che la mappa di colore dell' intensità permette di capire solo qualitativamente l' emissione di rumore: i valori dell' intensità non sono quelli reali perché il software di interpolazione non è in grado di prevedere i valori intermedi tra un punto e un altro.

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

È stato scelto un volume di misura a forma di parallelepipedo, racchiudente la sorgente, con dimensioni e densità di punti di misura tali da soddisfare i requisiti richiesti dalla norma ISO 9614-1.

Ne segue che i risultati riportati si riferiscono a prove intensimetriche svolte “per punti” su una superficie chiusa immaginaria (parallelepipedo) contenente la pompa e avente dimensioni stabilite dalla norma citata precedentemente.

Nelle seguenti figure sono schematizzate le griglie di misurazione utilizzate nelle caratterizzazioni.

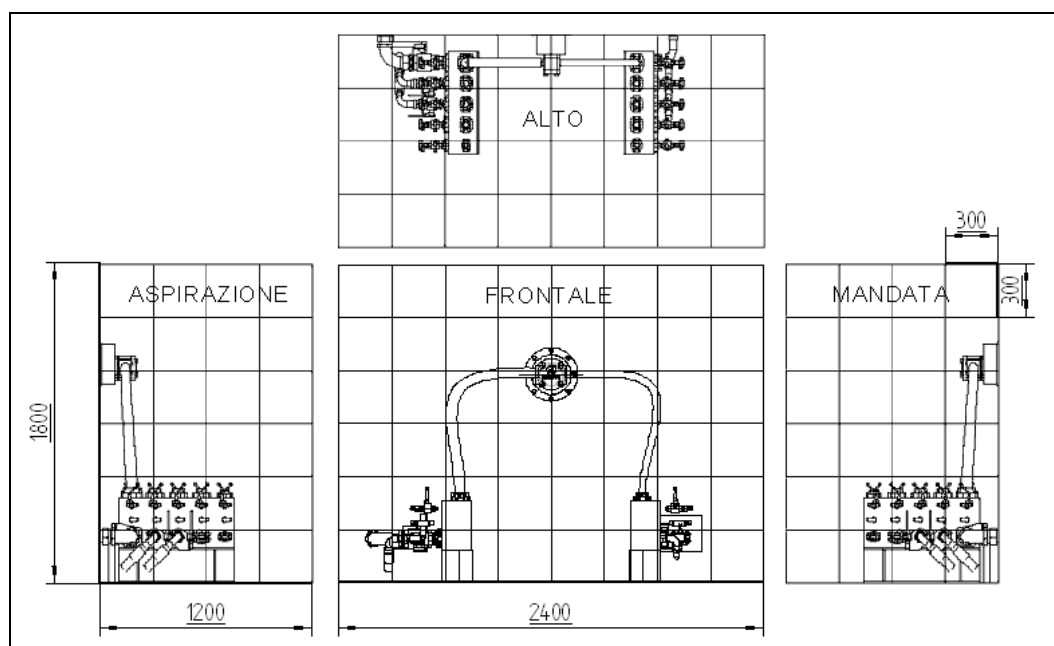


Figura 6.7. Schema della griglia di misurazione grande

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

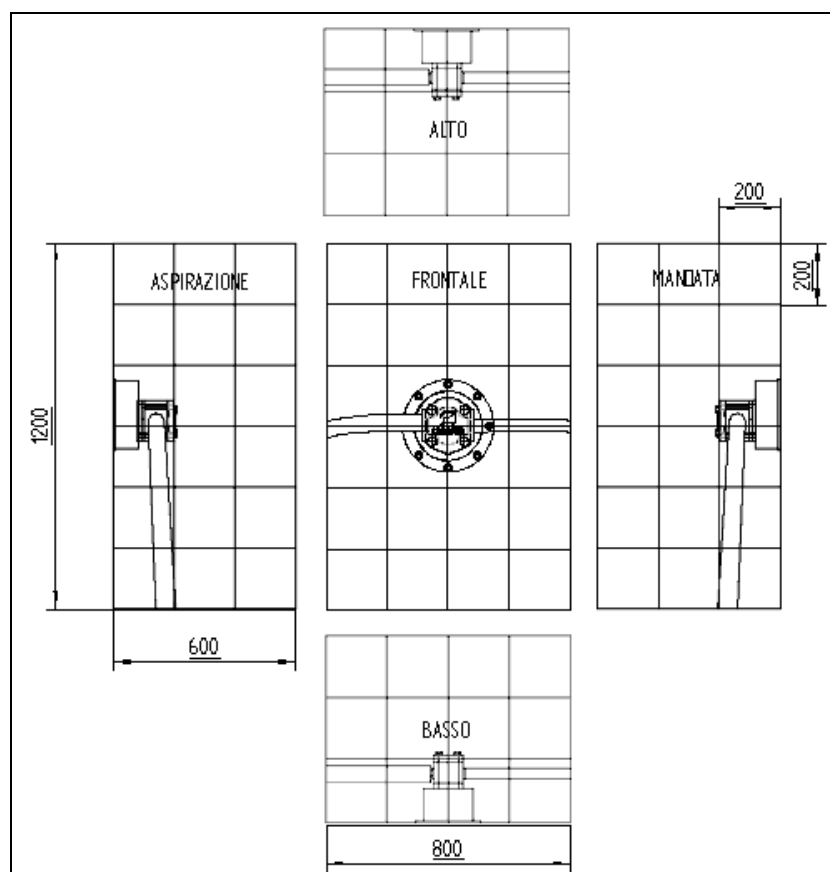


Figura 6.8. Schema delle griglie di misurazione piccola

6.5 Misurazioni

Per ogni pompa sottoposta a indagine acustica e in ciascun punto della griglia di misura, sono stati acquisiti:

- lo spettro, in bande di 1/3 di ottava, dei livelli equivalenti della pressione sonora media tra i due microfoni nell' intervallo di frequenza caratteristico dell' emissione della pompa;
- lo spettro, in bande di 1/3 di ottava, dei livelli equivalenti della componente del vettore intensità normale alla superficie di misura, nello stesso intervallo di frequenza.

L' intervallo di frequenza caratteristico del rumore generato da ciascuna pompa, strettamente legato al lavoro degli ingranaggi, è stato determinato tenendo conto che il primo picco rumore significativo appare sempre alla frequenza fondamentale di ingranamento, f_f , esattamente calcolabile in base al numero dei denti degli ingranaggi e alla loro velocità di rotazione, secondo la relazione:

$$f_f = \frac{N_d \cdot v_m}{60} \quad 6.1$$

dove: N_d = numero di denti degli ingarnaggi

v_m = velocità di rotazione dell' albero motore (in giri al minuto, rpm)

Tale picco è sempre accompagnato da altre componenti tonali, a frequenze multiple della frequenza fondamentale (dette armoniche). Tra esse, il picco dominante è in corrispondenza della seconda armonica, nota come "frequenza di pompaggio" f_p .

Nel nostro caso le pompe oggetto delle prove hanno ingranaggi a 12 denti ($N_d=12$) e la velocità di rotazione è fissa a 1480 giri/min ($v_m = 1480$ rpm), quindi sarà:

$$f_f = \frac{12 \cdot 1480}{60} = 296 \text{ Hz} \quad 6.2$$

$$f_p = 2 \cdot \frac{12 \cdot 1480}{60} = 592 \text{ Hz} \quad 6.3$$

Si può osservare che la frequenza di ingranamento ricade nella banda di terzo di ottava dei 315 Hz, e la frequenza di pompaggio ricade nella banda dei 630 Hz.

Ci aspetta quindi che in corrispondenza di tali armoniche, e di quelle multiple, si riscontrino dei picchi negli spettri di pressione e di potenza.

6.6 *Elaborazione e analisi dei dati*

Per l' elaborazione e l' analisi dei dati è stato sviluppato un foglio di calcolo Excel che permette l' elaborazione dei dati forniti dall' analizzatore in formato file di testo (.txt).

Le funzioni principali di tale foglio di calcolo sono:

1. importare i dati sottoforma di matrice che fornisce l' analizzatore e trasformarli in una tabella facilmente utilizzabile nei successivi calcoli;
2. preparare la griglia da importare nel software di elaborazione delle mappe di colore (Surfer);
3. Calcolare la potenza e la pressione sonore emesse dalla sorgente.

Per analizzare i principi di calcolo su cui è basato il foglio di calcolo conviene schematizzare la descrizione secondo i vario compiti a cui assolve.

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

Andando in ordine cronologico secondo cui vengono analizzati i dati, la prima operazione da eseguire è quella di importare i dati dall' analizzatore. Purtroppo, essendo una macchina ormai obsoleta (ma ancora in perfette condizioni), non si può fare altro che salvare i file acquisiti con le misurazioni su un floppy da 3,5".

Questi file, in formato testo, sono organizzati sempre nello stesso modo, e possono essere suddivisi in due parti ben distinte tra loro:

- una prima parte in cui vengono riportate le informazioni sulle condizioni di misura e di set-up dell' analizzatore (tipo di sonda collegata, numero di spettri contenuti nel file, condizioni di calibrazione, ecc.);
- una seconda parte, che costituisce la parte fondamentale, che riporta in modo ordinato, sottoforma di tabella i valori di pressione P, velocità V, intensità reattiva J e intensità attiva I, per ogni punto di misura e per ogni frequenza.

In Excel è quindi sufficiente importare tale foglio di dati in formato .txt tramite il comando "Importa dati esterni" dal menu a tendina "DATI", nel foglio "ACQUISIZIONE".

Per la preparazione della griglia necessaria alla creazione della mappa di colore è stato necessario costruire una macro in Visual Basic (VBA) in cui si possono immettere le informazioni necessarie alla definizione della mappa: le dimensioni della griglia di misurazione, la banda di frequenza che si vuole analizzare e il tipo di analisi che si è realizzato (in bande di ottava o in bande di 1/3 di ottava).

Il ragionamento che sta alla base di tale macro è riassumibile nel seguente modo.

Nel foglio "DATI" si inseriscono il passo orizzontale e verticale della griglia di misura (spaziatura orizzontale e verticale), le lunghezze degli assi (lunghezza asse x e y), la frequenza che si intende analizzare, il numero di righe e colonne.

Premendo sul pulsante "Calcola" verranno riempite le colonne del foglio "DATI" con:

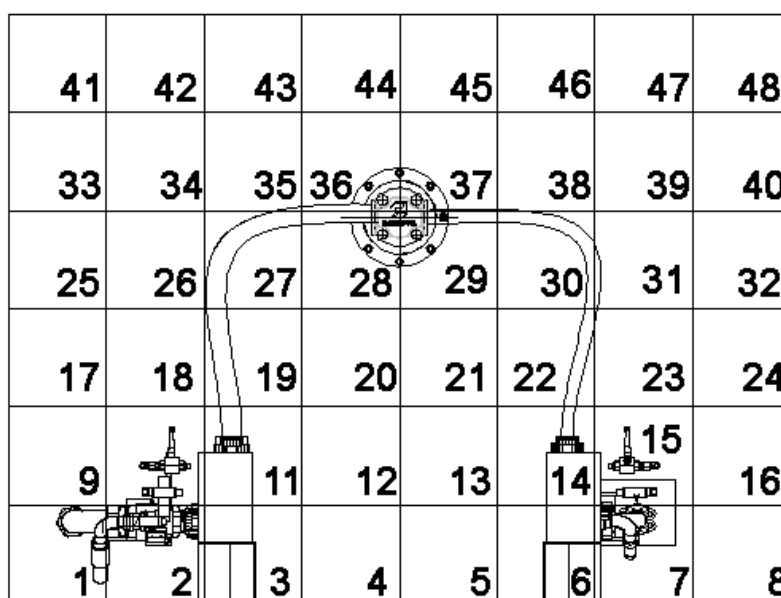
- punti, numerazione dei punti di misurazione;
- data x, ascisse dei punti;
- data y, ordinate dei punti;

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

- Intensità, valore dell' intensità (in dB) alla frequenza selezionata.

Avendo realizzato una tabella di questo genere è poi agevole importare i dati nel programma di elaborazione della mappa intensimetrica.

Ovviamente per poter ottenere risultati validi e non ambigui bisogna definire una convenzione nella procedura di misurazione, per questo si è deciso di proseguire dall' angolo in basso a destra di ogni griglia di misurazione e di proseguire orizzontalmente fino alla fine di ogni riga. Per maggiore chiarezza viene riportato in figura un esempio di distribuzione dei punti di misurazione.



**Figura 6.9. Esempio della convenzione adottata
nella numerazione dei punti di misura**

Per il calcolo della potenza e della pressione sonore si sono applicate le formule previste dalla teoria di base dell' acustica nonché i calcoli previsti dalle normative di riferimento.

Lo schema di calcolo della potenza utilizzato nel presente foglio può essere così riassunto.

In ogni punto è possibile estrarre lo spettro dell' intensità, e quindi i valori in dB, per il calcolo dello spettro di potenza si devono quindi effettuare alcuni importanti passaggi.

Innanzitutto si deve trasformare l' intensità in W/m^2 , operazione che può essere eseguita invertendo la formula che dà il valore in dB:

DEFINIZIONE METODOLOGIE DI MISURA

$$I = I_R \cdot 10^{\frac{L_I}{10}} \quad 6.4$$

dove L_I è il livello di intensità in dB, e I_R è il livello di riferimento per l'intensità sonora.

In seguito è possibile calcolare la potenza sonora W_i per l' i -esimo rettangolo:

$$W_i = I \cdot S_i \quad 6.5$$

Infine sommando per tutti i rettangoli della griglia si ottiene il valore della potenza sonora emessa sull'intera faccia:

$$W_{tot} = \sum_{i=1}^N W_i = \sum_{i=1}^N I \cdot S_i \quad 6.6$$

Per ricavare lo spettro di potenza sonora basta trasformare in dB i valori della potenza appena trovati:

$$L_W = 10 \cdot \log \frac{W_{tot}}{W_R} \quad 6.7$$

dove W_R è il livello di riferimento per la potenza sonora, $W_R = 10^{-12} \text{W}$

Capitolo 7

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

Per la caratterizzazione delle pompe, la tecnica intensimetrica può essere usata sia per il calcolo della potenza sonora, sia per una caratterizzazione più precisa delle varie zone della pompa.

Grazie alle proprietà dell' intensità sonora, che, essendo una grandezza vettoriale, permette di misurare solo le componenti dell' emissione sonora che interessano. In altre parole si può sfruttare la griglia di misurazione piccola, che racchiude un volume di misurazione che include solo la pompa, e quindi misurare solamente il rumore emesso dalla sola pompa, considerando il resto come rumore di fondo.

In seguito verranno riportati i risultati di misure eseguite su pompe PL20 e WSP20, a velocità di rotazione costante (1480rpm) e a diverse pressioni di esercizio, 20 – 100 – 180 bar. Verranno presentati prima i livelli di potenza complessivi, poi verranno analizzati gli spettri e, infine, verranno proposte le mappe intensimetriche, corredate dei valori di potenza emessa, per poter individuare le zone di maggior emissione della pompa.

7.1 Pompa PL20

7.1.1 Livelli complessivi di potenza

Per ogni pressione di esercizio si sono ricavati i livelli complessivi di potenza sonora, sia in lineare, che con pesatura A.

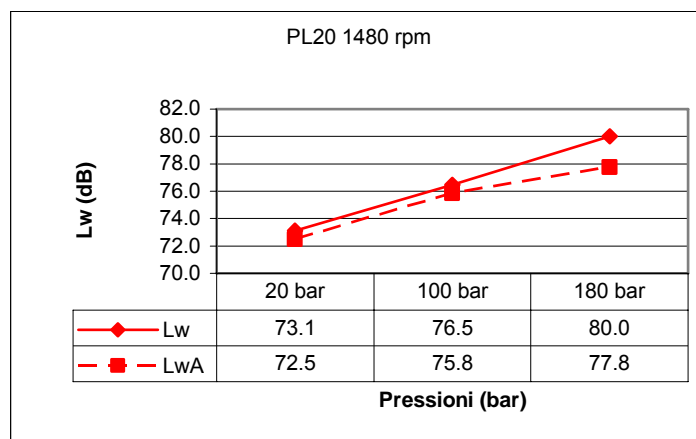


Figura 7.1. Valori complessivi di potenza sonora in dB e in dBA

Si può da subito osservare che la potenza emessa in valori dB, non pesati, ha andamento lineare al variare della pressione di esercizio.

Per quanto riguarda i valori pesati A, si nota una leggera flessione alle alte pressioni, questo può essere spiegato considerando che la curva di pesatura A, approssimando meglio la percezione uditiva umana, tende a considerare meno rilevanti le basse frequenze. Per questo motivo la flessione alla pressione di 180 bar, può essere dovuta a una diminuzione delle componenti alle alte frequenze. Queste ipotesi possono essere subito confermate ricorrendo all'analisi degli spettri di potenza sonora.

7.1.2 Spettri di potenza sonora

Per ogni pressione di esercizio si riportano gli spettri di potenza in bande di terzi di ottava dalla banda dei 200 Hz, fino a quella degli 8000 Hz.

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

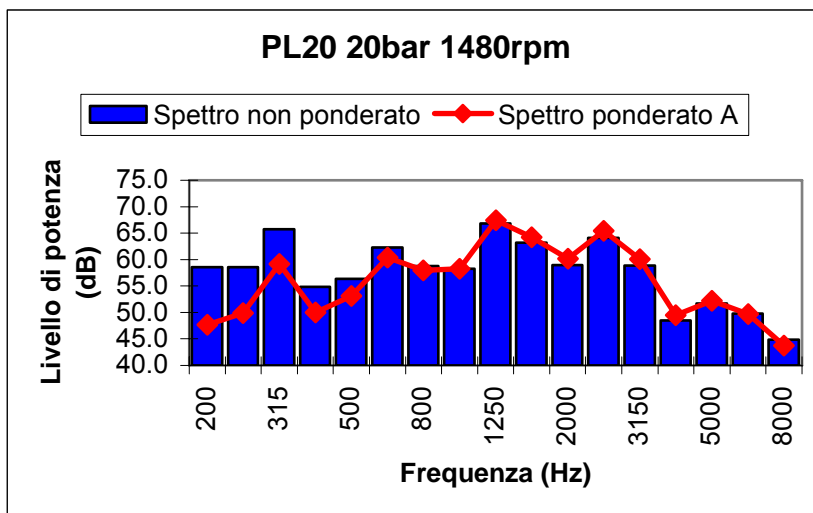


Figura 7.2. Spettro di potenza a 20 bar

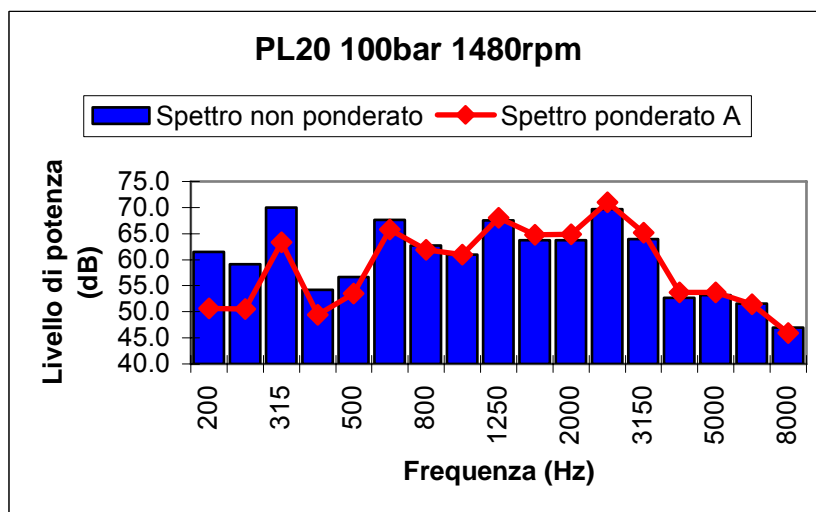


Figura 7.3. Spettro di potenza a 100 bar

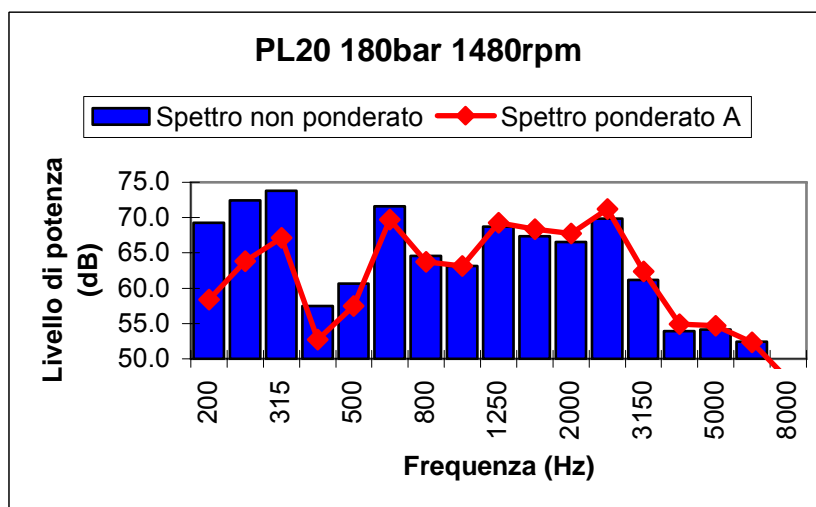


Figura 7.3. Spettro di potenza a 180 bar

Dagli spettri di potenza risultano ben evidenti i picchi in corrispondenza della frequenza di ingranamento (~ 300 Hz) e della frequenza di pompaggio (~ 600 Hz), che, soprattutto alle basse pressioni di funzionamento, presentano intensità maggiore degli altri casi.

Aumentando la pressione di lavoro della pompa il livello di rumorosità a 2500 Hz aumenta sempre più la sua intensità e si riesce a distinguere meglio dai livelli adiacenti, che comunque non perdono di rilievo nella caratterizzazione complessiva della pompa.

Negli spettri è riportato anche l'andamento dello spettro di potenza filtrato con pesatura A: essendo una semplice sottrazione l'andamento dello spettro non ne risente, ne risentono comunque i valori dei livelli alle varie frequenze in quanto la pesatura A ha proprio il compito di poter approssimare al meglio la sensazione uditiva umana, per questo alle basse frequenze si hanno livelli più bassi che alle medie e alte frequenze.

Osservando proprio gli spettri di potenza pesati, si può confermare l'ipotesi fatta nel paragrafo precedente: si può notare una diminuzione delle componenti della frequenza alle alte frequenze mentre assumono maggiore importanza le componenti alle medie e alte frequenze.

7.1.3 Analisi delle singole faccie

Lo stesso procedimento adottato per l'intera pompa può essere esteso all'analisi del rumore prodotto su ogni singola faccia della griglia di misurazione.

In particolare si possono tracciare gli spettri di potenza sonora per ogni faccia, giungendo ad alcuni importanti risultati.

Nel seguito verranno analizzati alcuni casi particolarmente rilevanti e che possono essere rappresentativi anche degli altri casi.

Per analizzare il rumore emesso dalle varie facce conviene confrontare tra loro facce tra loro contrapposte, cioè confrontare zona di aspirazione con zona di mandata e superficie superiore con superficie inferiore. La superficie frontale non può essere confrontata con altre facce ma può essere comunque presa in considerazione nell'analisi completa.

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

Più che l'analisi degli spettri di potenza per ogni faccia e per ogni pressione di lavoro è più interessante osservare i livelli complessivi di potenza sonora emessi su ciascuna faccia.

Nelle seguenti tabelle si sono riassunti i valori di potenza emessa su ciascuna faccia e complessivamente per tutte le pressioni di funzionamento.

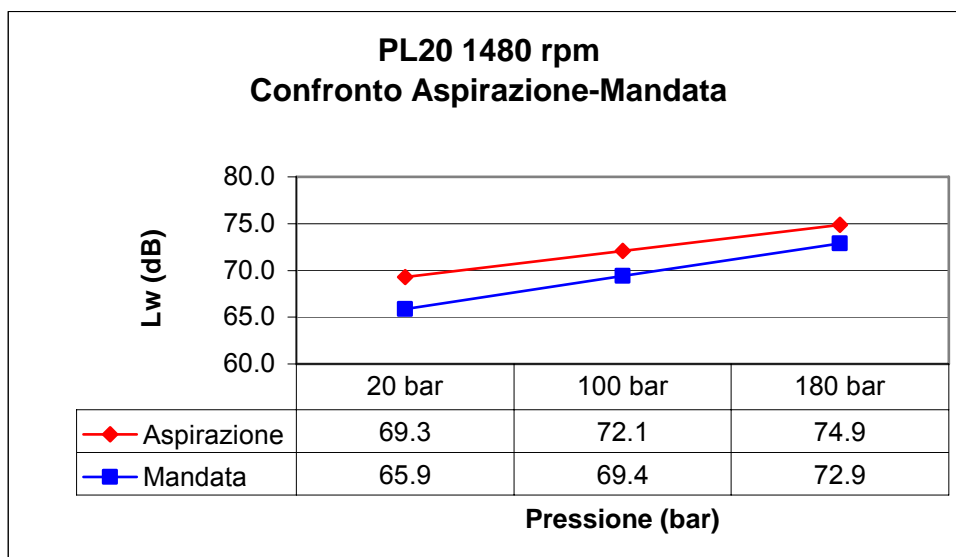


Figura 7.4. Confronto tra aspirazione e mandata per la pompa PL20

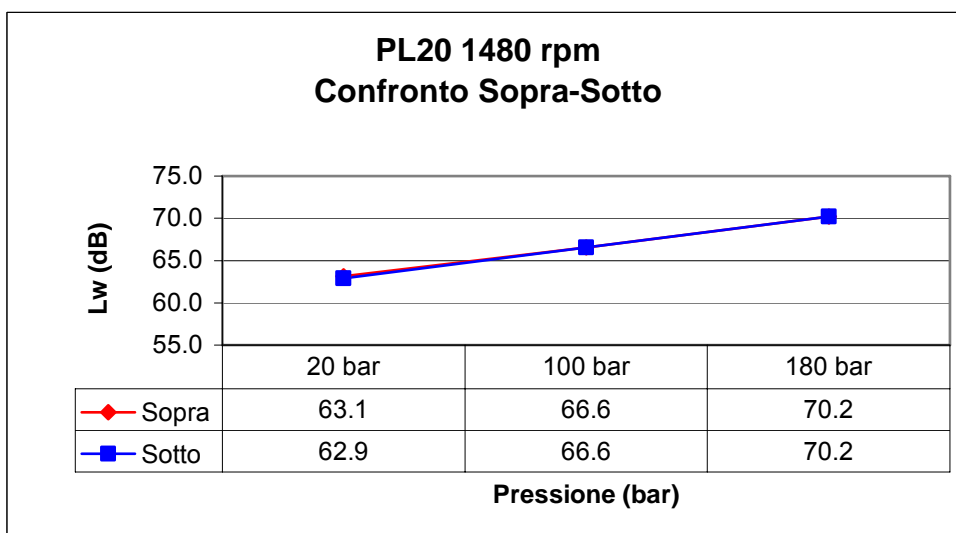


Figura 7.5. Confronto tra la superficie superiore e superficie inferiore per la pompa PL20
Da questi grafici si può osservare la sostanziale parità di emissione tra le superfici superiore e inferiore, caratterizzate dalla stessa potenza sonora emessa.

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

È più interessante osservare la differenza tra zona di aspirazione e zona di mandata: si ha una maggiore emissione da parte della zona di aspirazione, che supera il livello di potenza per la faccia di mandata di circa 5 dB su tutte le pressioni di esercizio.

Si può riportare infine il livello di emissione per la faccia frontale che comunque non si presta a particolari considerazioni.

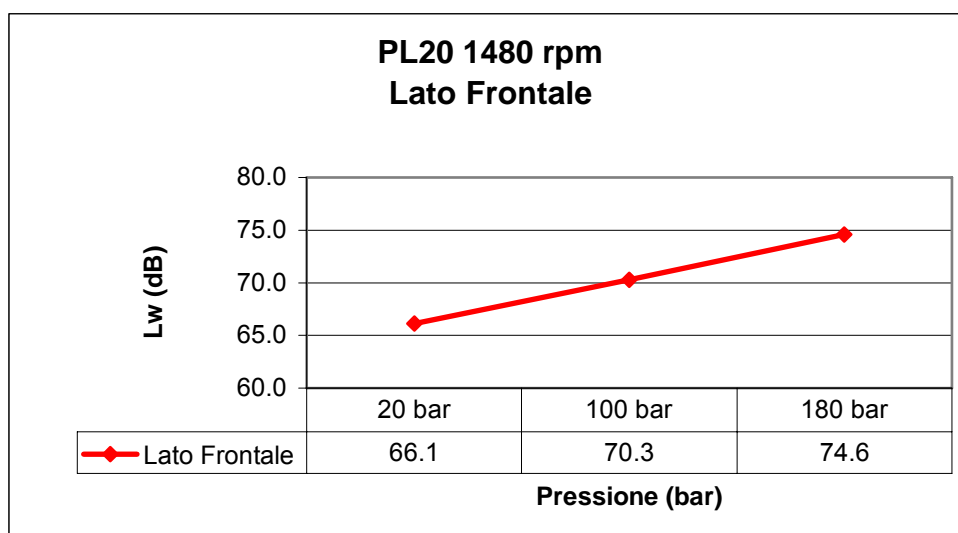


Figura 7.6. Livelli complessivi della faccia frontale per la pompa PL20

Un' ultima osservazione riguarda l' andamento del livello complessivo su tutte le facce al variare della pressione di esercizio, che si dimostra in linea con il livello di potenza complessivo per l' intera superficie di misura e quindi per l' intera pompa.

7.1.4 Mappe di intensità

Le mappe sono riferite al parallelepipedo immaginario che racchiude la pompa, rappresentato dalla griglia piccola utilizzata per la misura della potenza sonora.

Analizzando gli spettri della pompa PL20 alle varie pressioni di funzionamento si notano tre picchi significativi alle frequenze caratteristiche della pompa: 315 Hz, frequenza fondamentale di ingranamento, 630 Hz, frequenza di pompaggio, oltre alle successive armoniche, multiple di queste due frequenze.

Avendo individuato queste frequenze caratteristiche si può affrontare meglio la caratterizzazione tracciando le mappe intensimetriche proprio a queste

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

frequenze: in questo modo sarà possibile confermare i risultati già ottenuti nel paragrafo precedente in cui si sono analizzate le singole facce.

Presi una frequenza di riferimento verranno proposte le mappe intensimetriche alle tre pressioni di esercizio 20, 100, 180 bar.

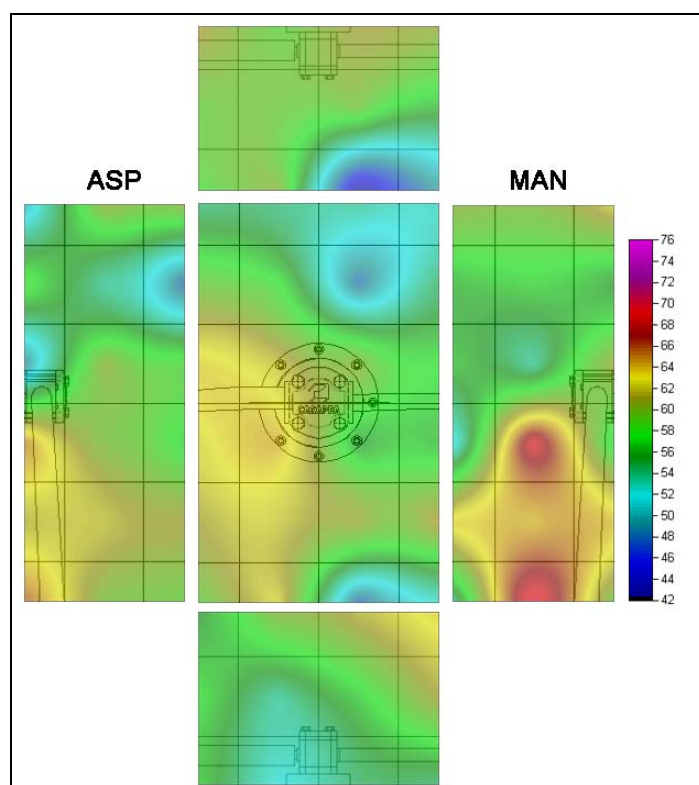


Figura 7.7. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 20 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 315 Hz

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

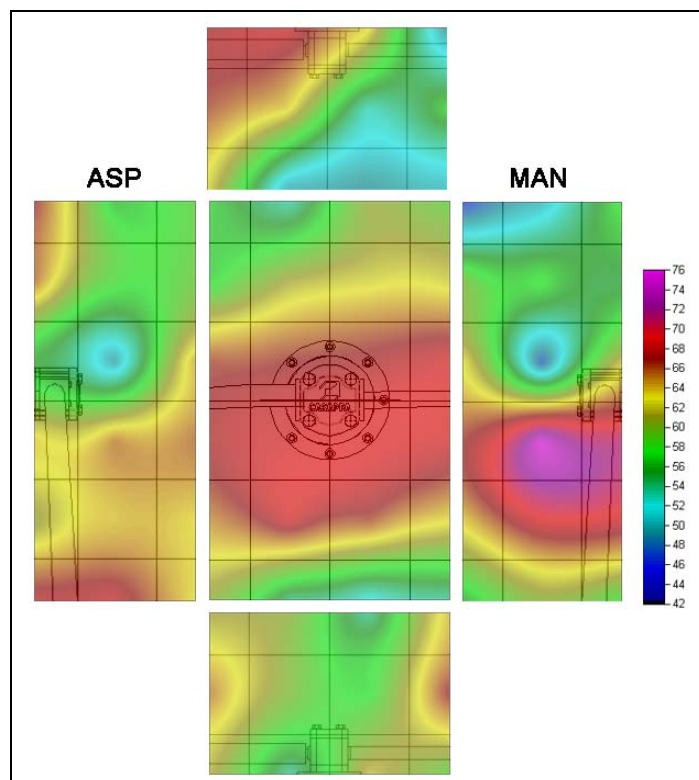


Figura 7.8. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 100 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 315 Hz

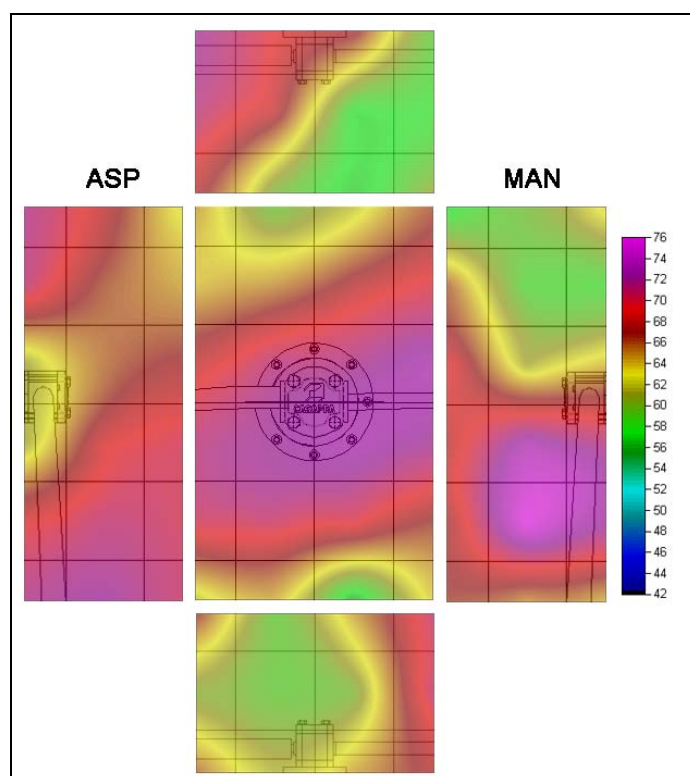


Figura 7.9. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 180 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 315 Hz

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

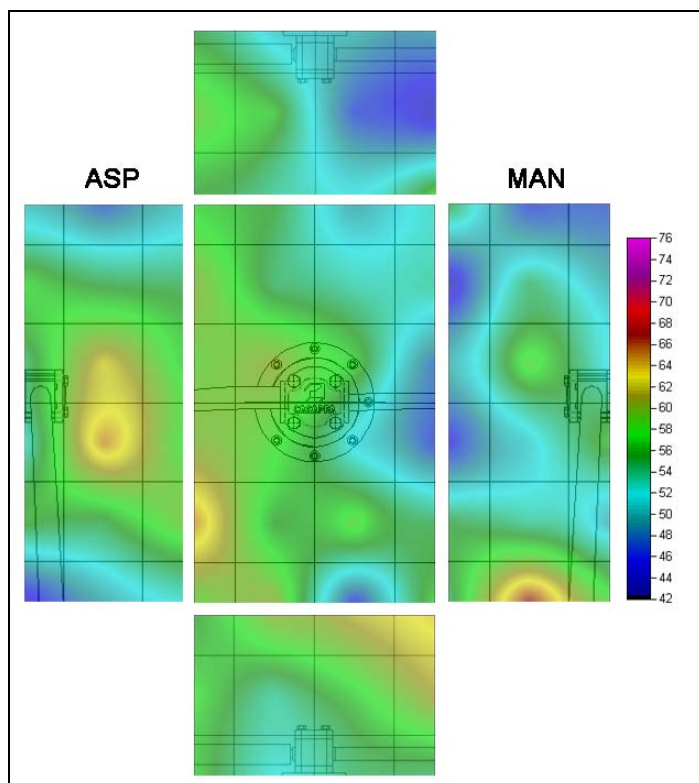


Figura 7.10. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 20 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 630 Hz

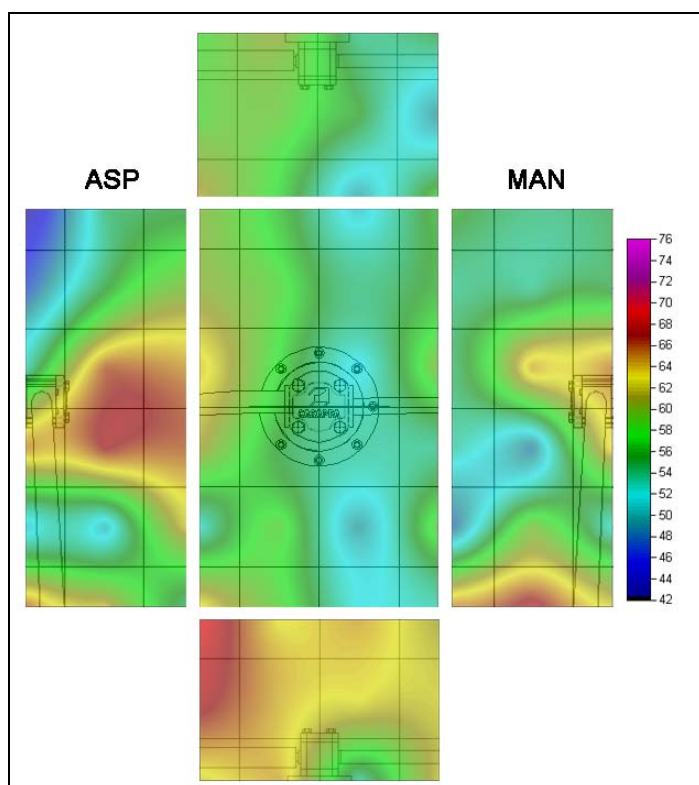


Figura 7.11. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 100 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 630 Hz

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

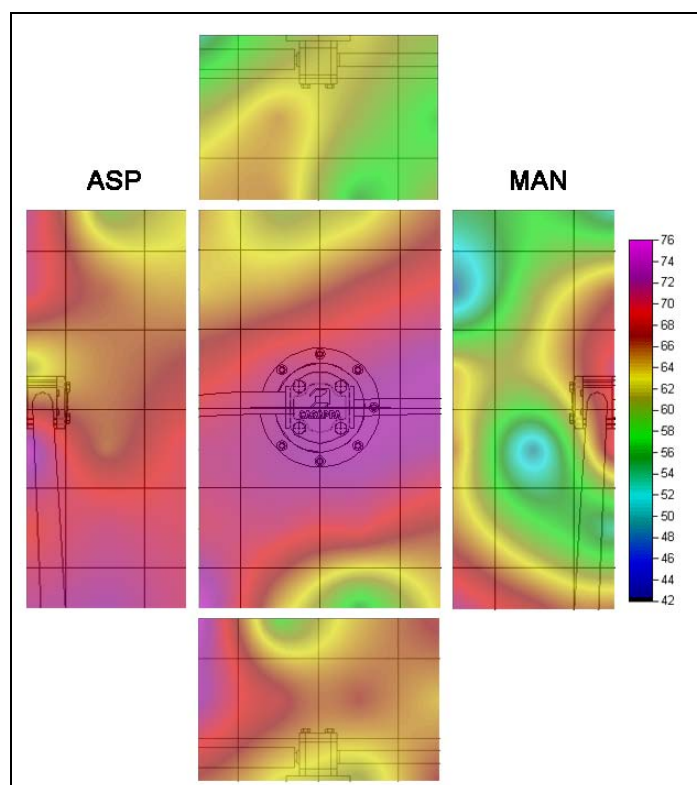


Figura 7.12. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 180 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 630 Hz

Osservando le mappe non si può fare altro che confermare quanto già ricavato dall'analisi dell'emissione delle varie facce.

Avendo utilizzato la stessa scala di colore per tutte le mappe è possibile confrontare tra loro le mappe e notare lo stesso andamento qualitativo dell'emissione al variare della pressione di esercizio.

Poiché la differenza di emissione si fa sempre più marcata alle alte pressioni, si può notare che la zona di aspirazione è sempre interessata da intensità più alte.

7.2 Pompa WSP 20

7.2.1 Livelli complessivi di potenza sonora

Per ogni pressione di esercizio si sono ricavati i livelli complessivi di potenza sonora, sia in lineare, che con pesatura A.

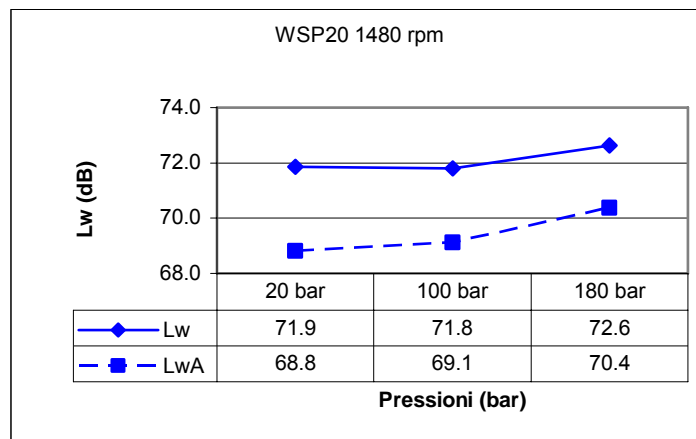


Figura 7.13. Valori complessivi di potenza sonora in dB e in dBA

Innanzitutto si osserva che la potenza sonora rimane pressoché costante al variare della pressione di esercizio.

Per il momento altre considerazioni non si possono fare, se non analizzando i vari spettri di potenza e analizzando l'emissione delle singole facce.

7.2.2 Spettri di potenza

Per ogni pressione di esercizio si riportano gli spettri di potenza in bande di terzi di ottava dalla banda dei 200 Hz, fino a quella degli 8000 Hz.

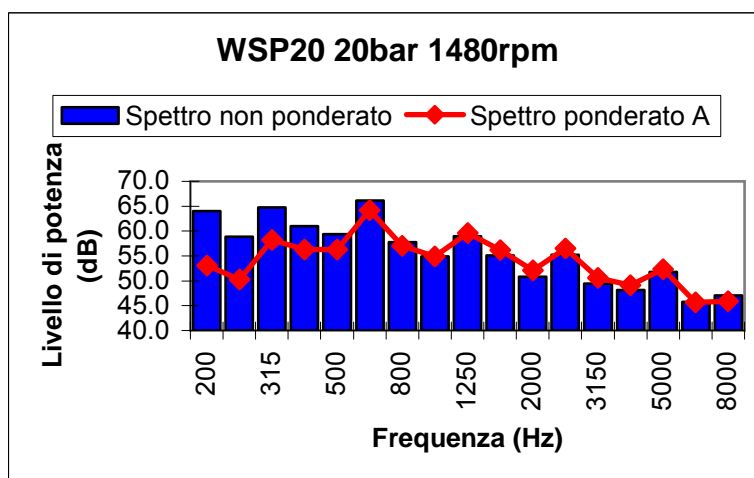


Figura 7.14. Spettro di potenza a 20 bar

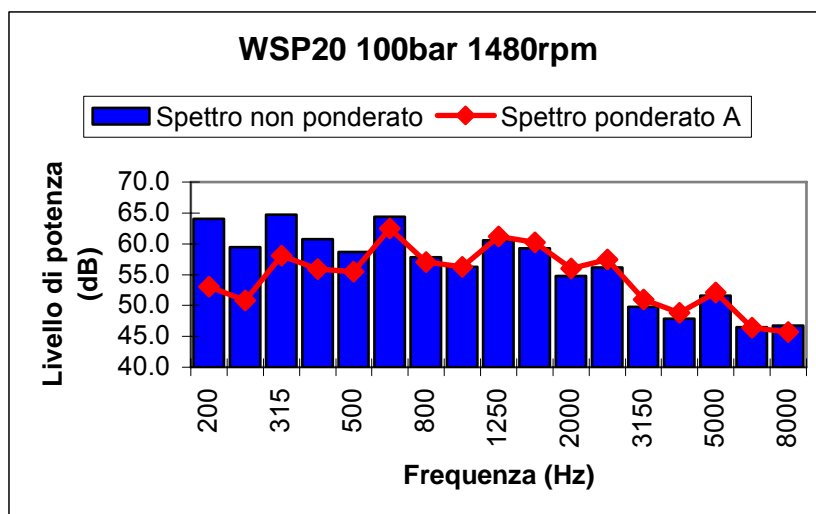


Figura 7.15. Spettro di potenza a 100 bar

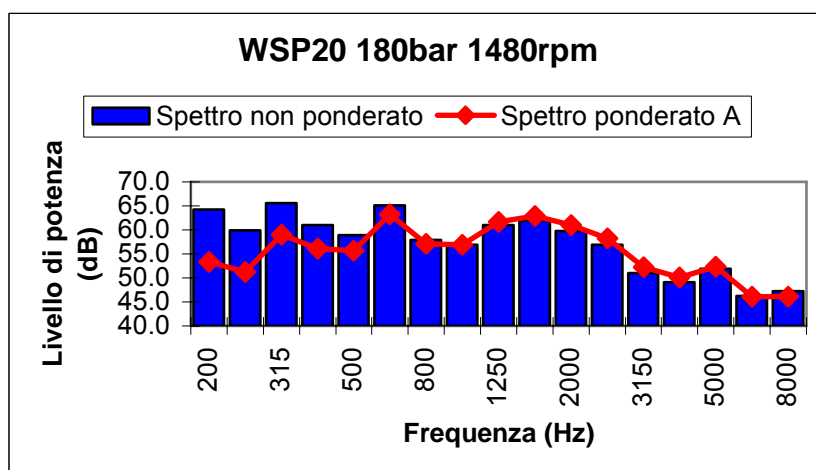


Figura 7.16. Spettro di potenza a 180 bar

7.2.3 Analisi delle singole facce

Procedendo allo stesso modo visto per la PL anche per la pompa WHISPER si possono ottenere risultati analoghi a quelli ottenuti in precedenza.

Partiamo sempre dal confronto tra zona di aspirazione e zona di mandata.

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

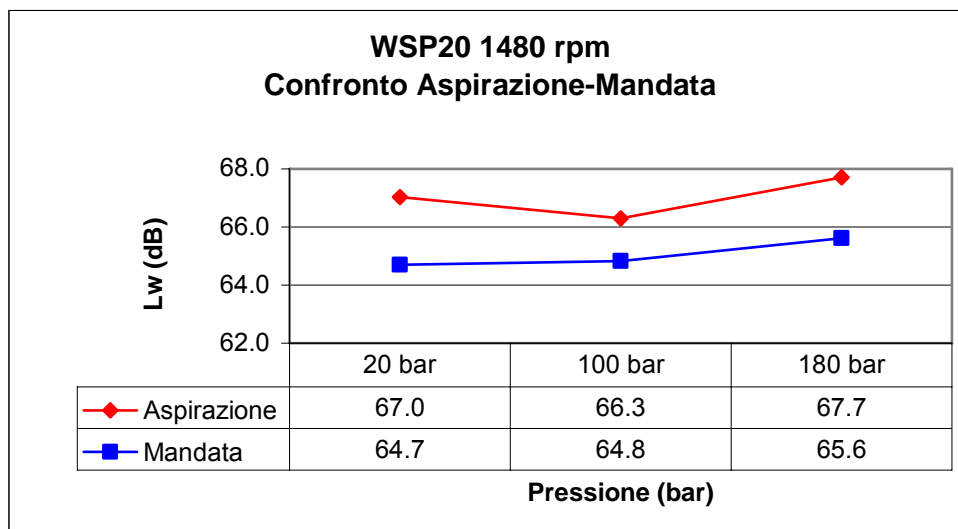


Figura 7.17. Confronto tra aspirazione e mandata per la pompa PL20

Anche in questo caso è possibile osservare che la zona di aspirazione è caratterizzata da un livello di potenza sonora più alto, anche se la differenza tra i livelli è meno marcato del caso della pompa PL.

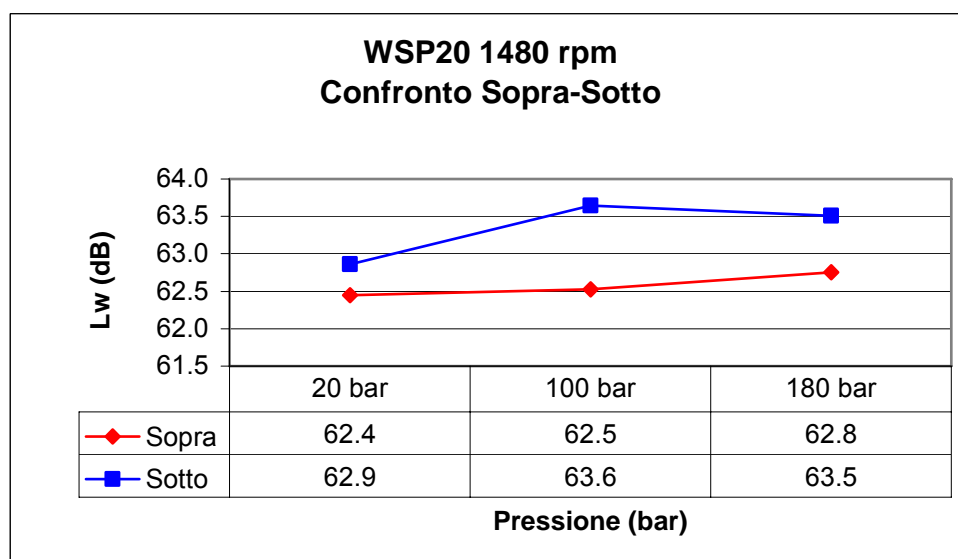


Figura 7.18. Confronto tra la superficie superiore e superficie inferiore per la pompa PL20

Confrontando le superfici superiore e inferiore si osserva che pur non avendo livelli di potenza uguali, si possono considerare comunque come se emettessero allo stesso modo.

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

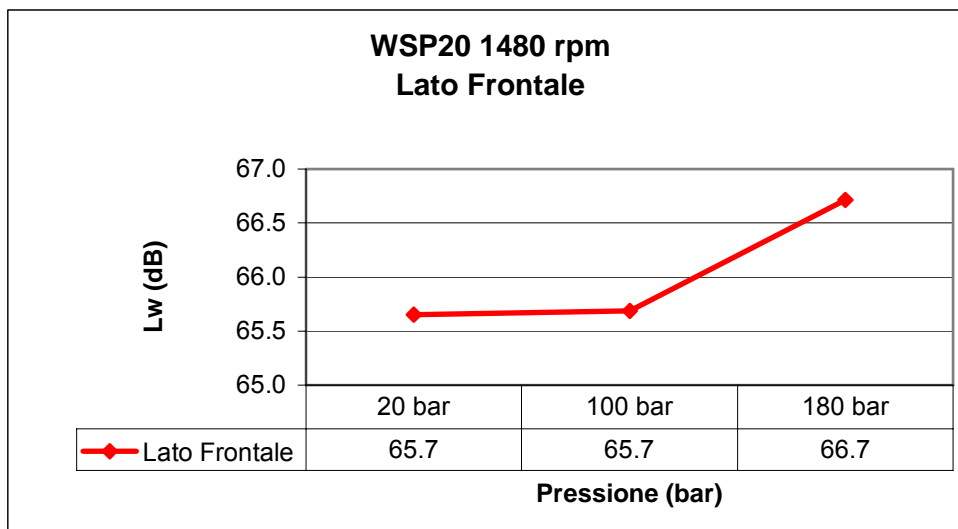


Figura 7.19. Livelli complessivi della faccia frontale per la pompa PL20

L'analisi della potenza emessa dalla faccia frontale, come nel caso della PL, non consente di confrontare i risultati con altre superfici, ma comunque presenta un andamento, in funzione della pressione di esercizio, simile a quello dell'intera pompa.

7.2.4 Mappe di intensità

Anche nel caso della pompa WHISPERTM si possono analizzare le mappe in corrispondenza delle bande di frequenza dei 315 Hz e dei 630 Hz, poiché sono le due bande maggiormente responsabili dell' emissione sonora.

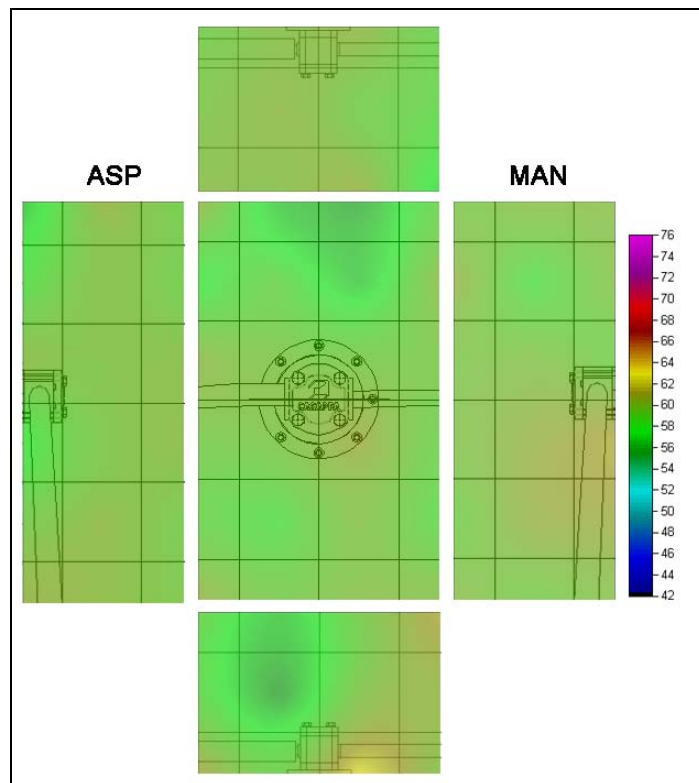


Figura 7.20. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 20 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 315 Hz

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

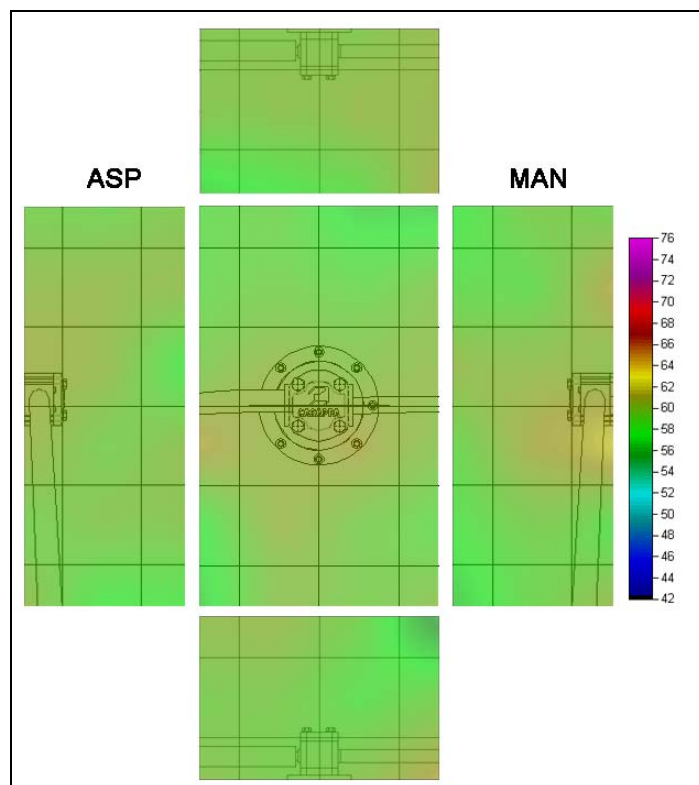


Figura 7.21. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 100 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 315 Hz

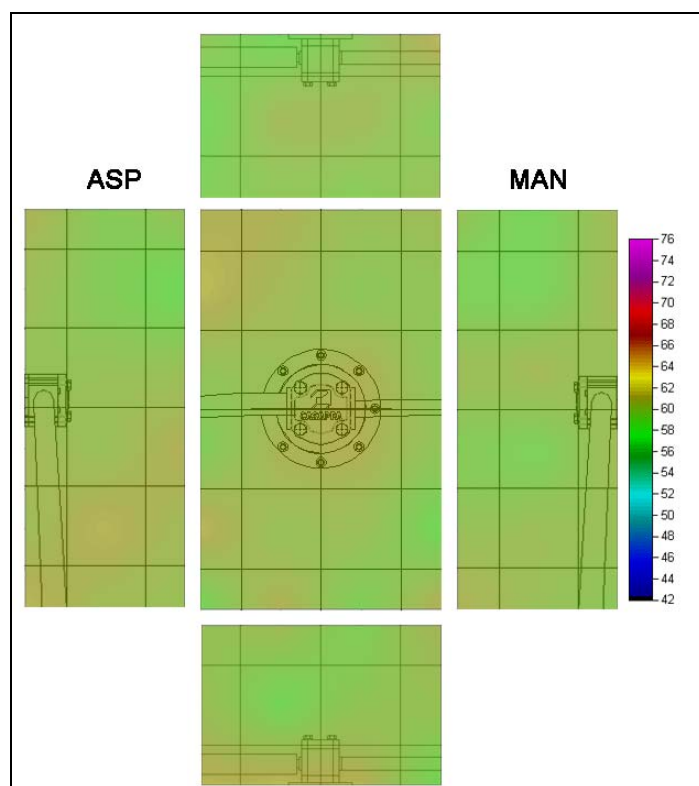


Figura 7.22. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 180 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 315 Hz

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

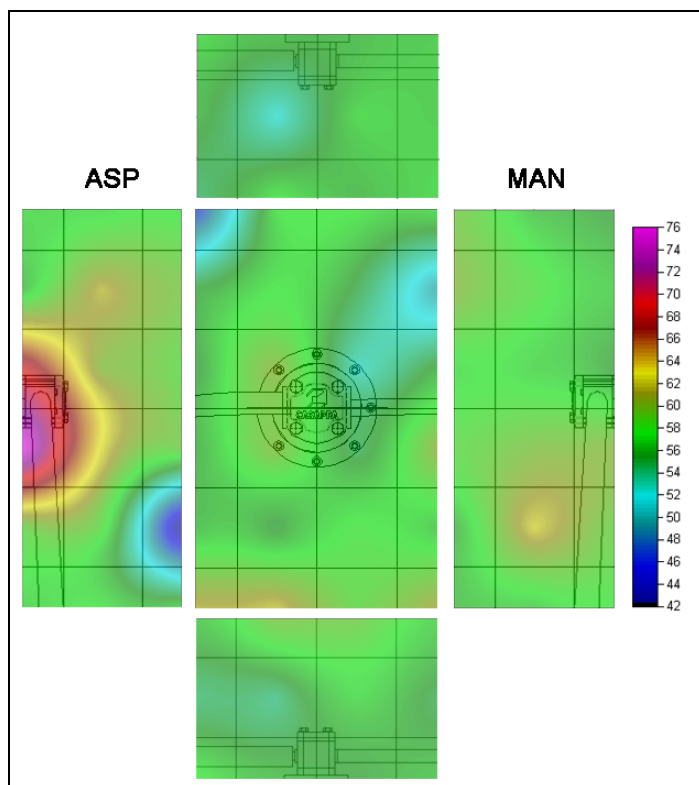


Figura 7.23. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 20 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 630 Hz

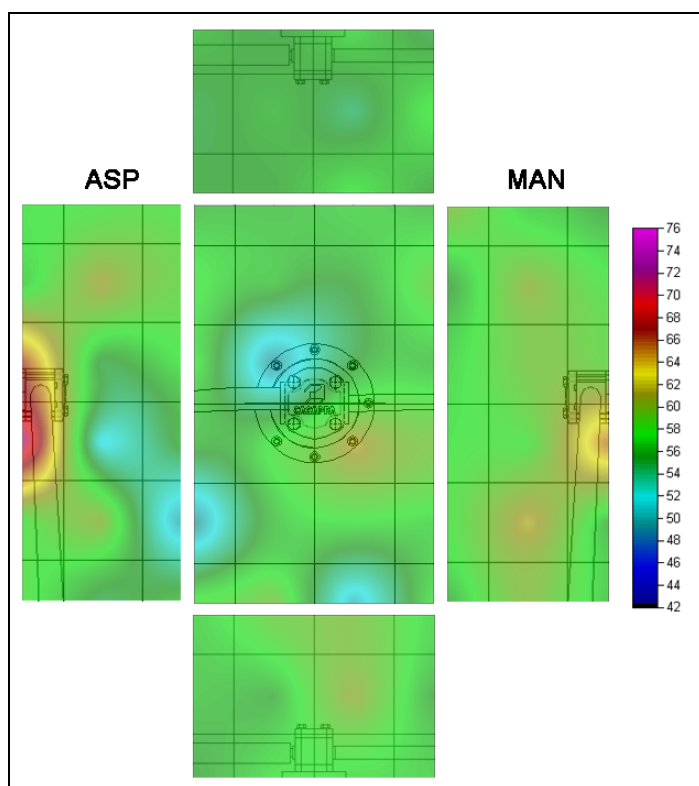


Figura 7.24. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 100 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 630 Hz

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

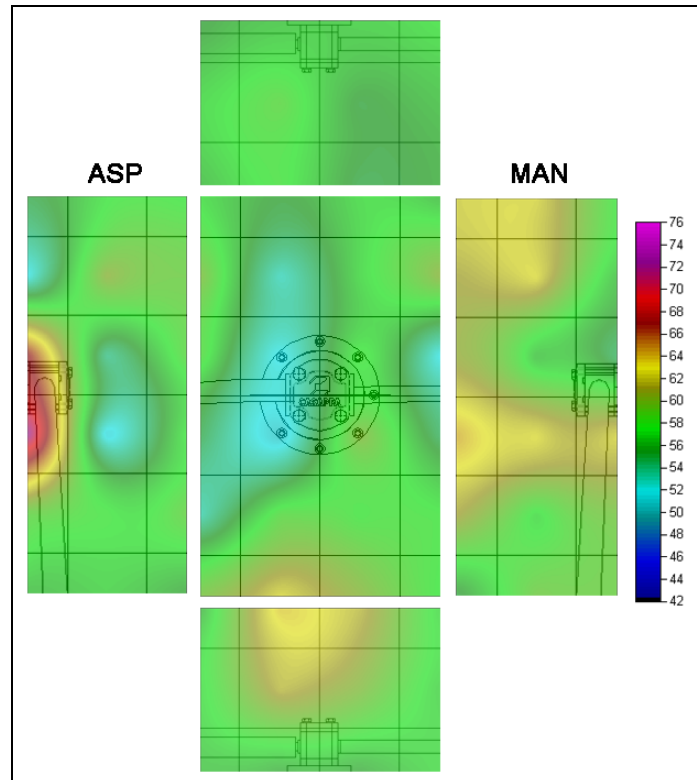


Figura 7.25. Mappa di intensità della pompa PL20 alla pressione di 180 bar per la banda di 1/3 di ottava dei 630 Hz

Anche in questo caso si possono riscontrare le principali caratteristiche di emissione della pompa. Non si ha un apprezzabile aumento di rumorosità all' aumentare della pressione di esercizio e si nota la differenza di emissione tra zone di mandata e zona di aspirazione.

7.3 Confronto tra le pompe

Dopo aver analizzato a fondo i due tipi di pompe è possibile confrontare tra loro i risultati giungere ad alcune interessanti conclusioni.

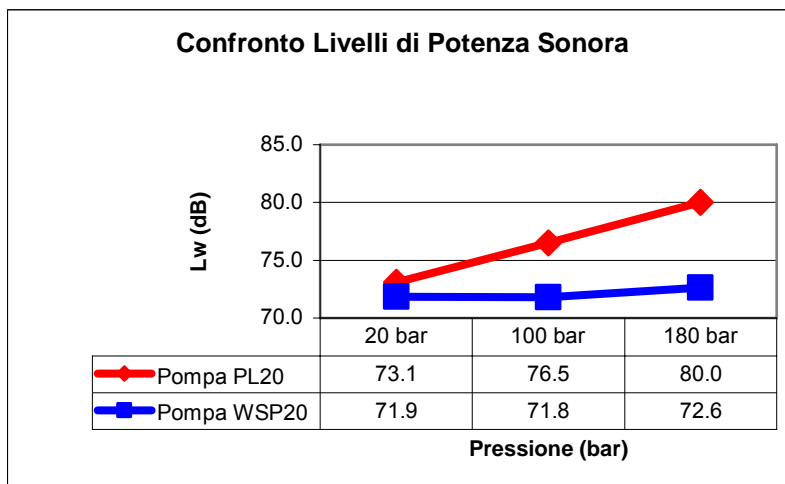


Figura 7.26. Confronto tra i livelli di potenza sonora per pompe PL e pompe WSP

Si è già potuto osservare che la pompa standard PL20 aumenta il livello di potenza emessa alla variare della pressione di esercizio, mentre per la pompa WSP20 si può considerare costante.

Come poi poteva essere prevedibile la pompa PL20 è caratterizzata da un livello complessivo di potenza sonora maggiore della pompa WSP20, e questa differenza aumenta all' aumentare della pressione di esercizio.

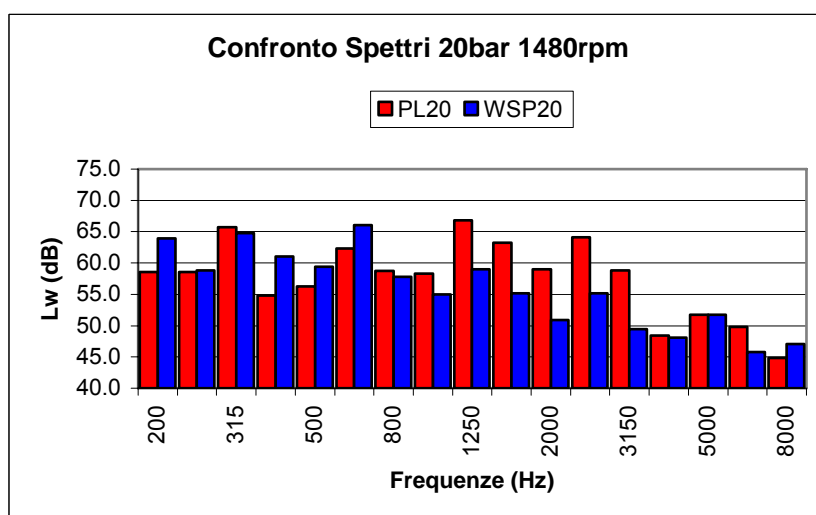


Figura 7.27. Confronto tra gli spettri di potenza delle due pompe alla pressione di 20 bar

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

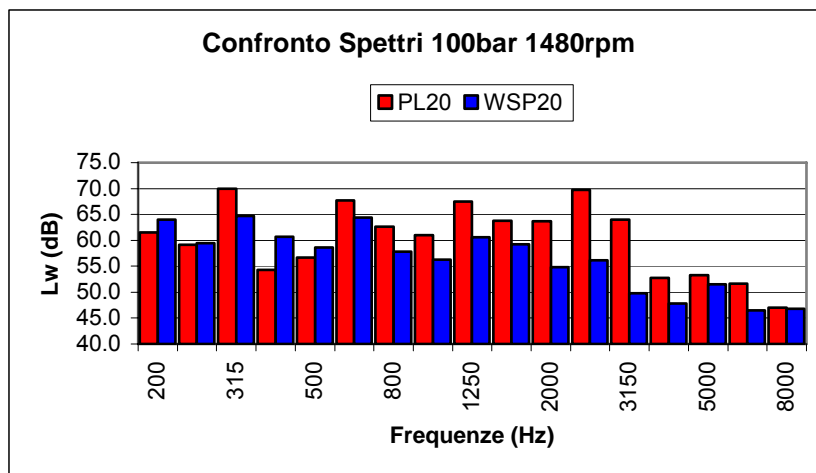


Figura 7.28. Confronto tra gli spettri di potenza delle due pompe alla pressione di 100 bar

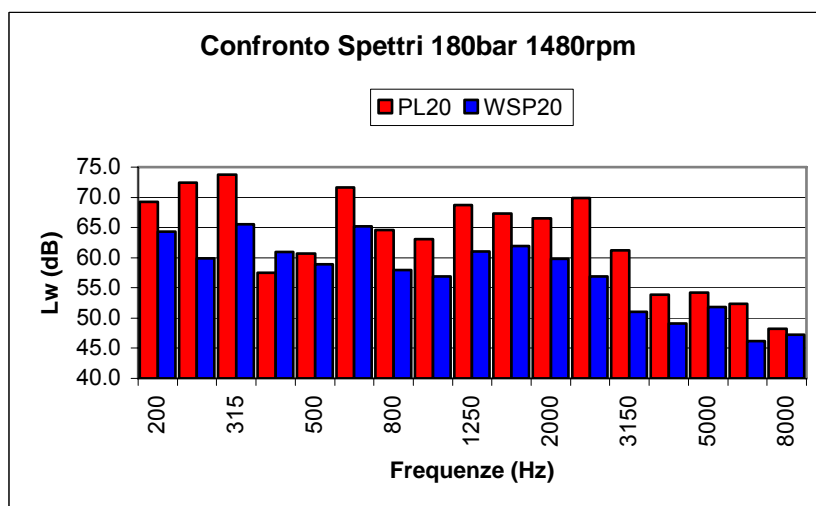


Figura 7.29. Confronto tra gli spettri di potenza delle due pompe alla pressione di 180 bar

Dall' analisi degli spettri comunque non si notano delle grandi differenze a parte l' ormai ovvia differenza tra i vari valori dei livelli nelle singole bande, che ovviamente sono più alti nella PL20 che nella WSP20.

All' aumentare della pressione di esercizio si può osservare una certa diminuzione della componente i corrispondenza della banda dei 630 Hz nello spettro della pompa WHISPER™, rispetto alla stessa componente della pompa PL: questa differenza può essere spiegata dal diverso modo di operare della pompa. Ricordiamo infatti che il principio su cui è basato il funzionamento di questa tipologia di pompe è proprio quello di abbassare il livello di intensità delle oscillazioni di pressione e aumentarne la frequenza.

CARATTERIZZAZIONE DEL RUMORE DELLE POMPE

In entrambi i tipi di spettri di potenza analizzati si nota la presenza di picchi di intensità elevata alle alte frequenze. Da studi effettuati sul "pressure ripple" si è potuto osservare che queste componenti non sono imputabili a questo fenomeno, infatti nel suo spettro non si hanno componenti significative oltre i 600 Hz. Da studi effettuati sulle accelerazioni si è potuto ipotizzare che queste componenti alle alte frequenze siano dovute a un moto eccentrico dell' albero, ma non è ancora stato possibile avere una conferma sperimentale.

Capitolo 8

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

Essendo il banco prova della camera una struttura relativamente complicata dal punto di vista dell' emissione sonora, è necessario valutare l' influenza che hanno i sistemi di raccordo e di tubazioni sul rumore complessivamente emesso. Per poter fare questo dobbiamo conoscere la quantità di rumore emessa da ogni singola parte della struttura. Questo significa ricavare la potenza sonora emessa delle varie parti.

Una delle caratteristiche principali della tecnica intensimetrica è quella di poter definire una superficie di misurazione che contenga solamente le singole parti da analizzare, e valutare il loro singolo contributo sull' emissione sonora totale. Tutte le componenti di rumore provenienti dai componenti non considerati si possono considerare come rumore di fondo. Inoltre la potenza sonora totale può essere ricavata semplicemente sommando le potenze sonore parziali di tutte le componenti emettenti rumore.

Nel nostro caso si è deciso però di intraprendere la strada inversa: si è misurato il livello di potenza sonora emesso da tutto il sistema e quello emesso dalla singola pompa, e, per differenza di livelli di potenza si è potuto stabilire il contributo della struttura.

Nella pratica, per l' esecuzione delle misure sono state realizzate due griglie di misurazione, racchiudenti due volumi diversi di misura: una comprende tutto il sistema di raccorderia e di tubazioni, l' altra comprende solo il volume occupato dalla pompa, in modo da considerare come rumore di fondo tutto il resto.

Tutte le prove sono state eseguite a velocità di rotazione fissa (1480 giri/min).

L' emissione acustica per entrambi i modelli (PL20 e WSP20) è stata caratterizzata per diverse pressioni di lavoro: 20, 100 e 180 bar.

Per ogni modello di pompa e per ogni pressione di lavoro, è riportata la tabella che indica i livelli della potenza sonora sia in lineare (dB) che con pesatura A (dB(A)).

8.1 Pompa PL20

Vengono riportati in una tabella i livelli complessivi di potenza sonora per la pompa PL20 alle tre pressioni di lavoro:

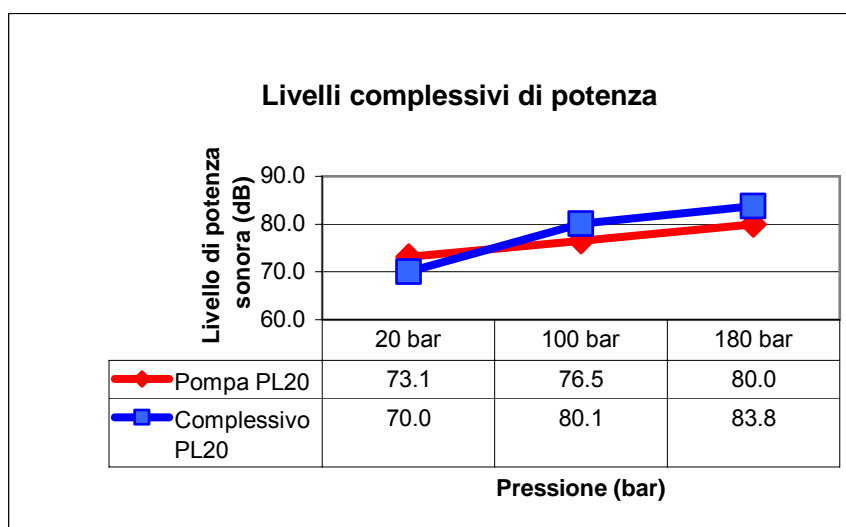


Figura 8.1. Livelli complessivi di potenza sonora per la sola pompa e per la struttura complessiva

Da questi primi risultati è possibile ricavare il contributo del banco al rumore complessivo emesso dalla struttura. Conoscendo il livello di potenza emesso dalla pompa, cioè il livello complessivo di potenza sonora ricavato con la griglia piccola, è possibile ricavare per differenza tra livelli il livello di potenza emesso dal solo banco. Quindi:

$$L_{WBanco} = 10 \cdot \log \left(10^{\frac{L_{WG}}{10}} - 10^{\frac{L_{WP}}{10}} \right) \quad 8.1$$

Come si può notare alla pressione di esercizio di 20 bar sembra che la pompa emetta più rumore del sistema che la comprende, cioè di tutto il complessivo costituito dalla pompa e dal sistema di collettori e tubazioni.

Questo sarebbe assurdo, bisogna quindi giustificare questo comportamento.

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

Innanzitutto si deve considerare un errore casuale, previsto dalla norma UNI EN ISO 9614-1, di $\pm 1.5\text{dB}$ che è sempre presente nelle misurazioni intensimetriche, se tali errori si dovessero sommare si potrebbe già comprendere un errore di 3dB. In secondo luogo si deve considerare che la distanza dalla sorgente è in media sui 30-40 cm, quindi si possono verificare fenomeni locali di “ricircolo” dell’ intensità sonora, e quindi dell’ energia (particolarmente sentiti nell’ intorno della sorgente-pompa), che possono influenzare la misura della potenza emessa.

Si potrebbe poi ipotizzare la presenza di zone di assorbimento acustico dovute alla geometria dell’ ambiente di prova.

Alla luce di questi risultati si può affermare che il sistema di collettori e tubazioni non arrivi a contribuire significativamente alla potenza sonora emessa dall’ intero sistema, ma che comunque all’ aumentare della pressione di esercizio aumenti comunque l’ emissione.

La relazione 8.1 quindi non può essere utilizzata per il calcolo della potenza sonora emessa dai collettori e dalle tubazioni alla pressione di lavoro di 20 bar, e si considererà una differenza di zero dB.

Si possono riportare in una tabella i valori ottenuti:

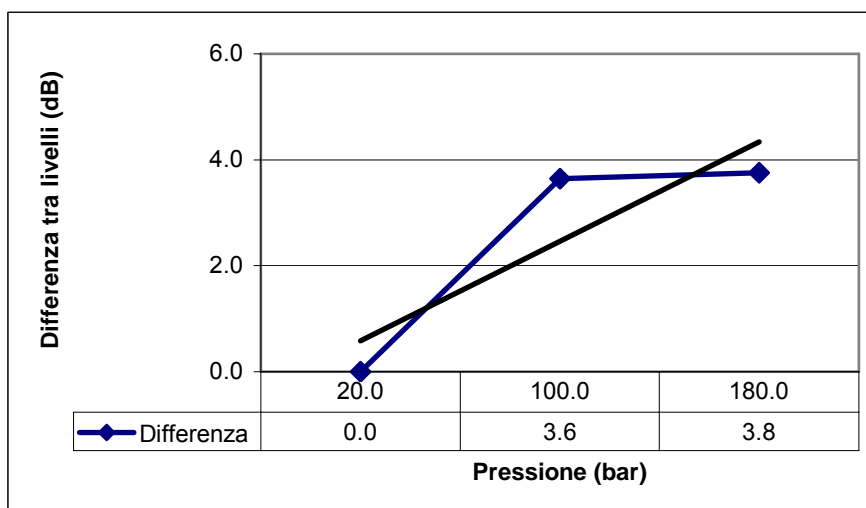


Figura 8.2. Differenza tra i livelli di potenza emessa dal sistema e dalla singola pompa

Si può quindi concludere che alla pressione di 20 bar il banco emette un livello di potenza sonora inferiore, o, al più uguale a quello emesso dalla pompa: il suo

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

effetto non si sente nel livello complessivo, ma può essere apprezzato nello spettro di potenza.

All' aumentare della pressione di esercizio si nota che tutte bande interessate da livelli più alti aumentano maggiormente di intensità. Tali bande di terzo di ottava sono le stesse caratteristiche della pompa poiché la forzante, cioè la sorgente principale del rumore e delle vibrazioni è la pompa stessa, e i suoi effetti si ripercuotono sull' intero sistema, alle alte pressioni di esercizio anche amplificati.

Si possono ancora notare poi le componenti alle alte frequenze non dovute al pressure ripple, in cui la pompa emette sempre più rumore, confermando il fatto che tali picchi sono da imputarsi a cause diverse.

Per analizzare meglio il problema può essere di aiuto confrontare gli spettri di potenza per i componenti separati e per l' intera struttura.

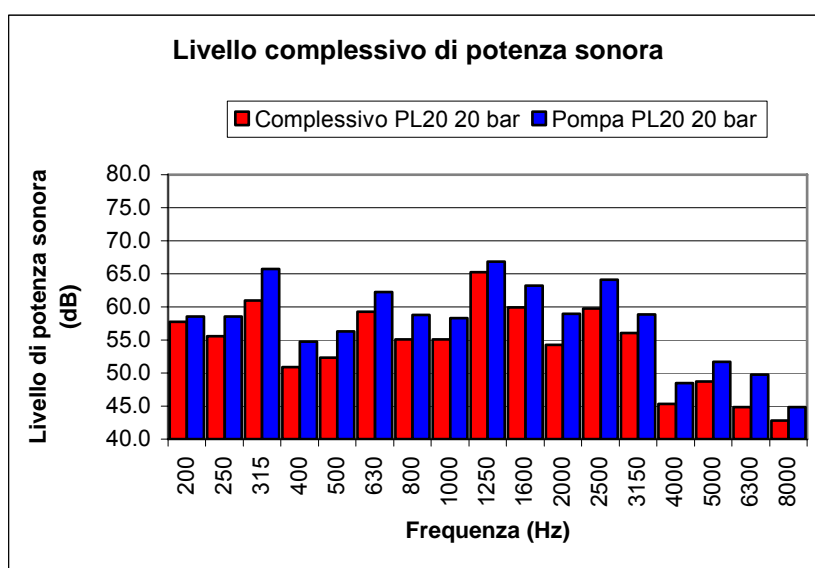


Figura 8.3. Spettri di potenza sonora emessa dalla pompa e dall' intero sistema alla pressione di esercizio di 20 bar

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

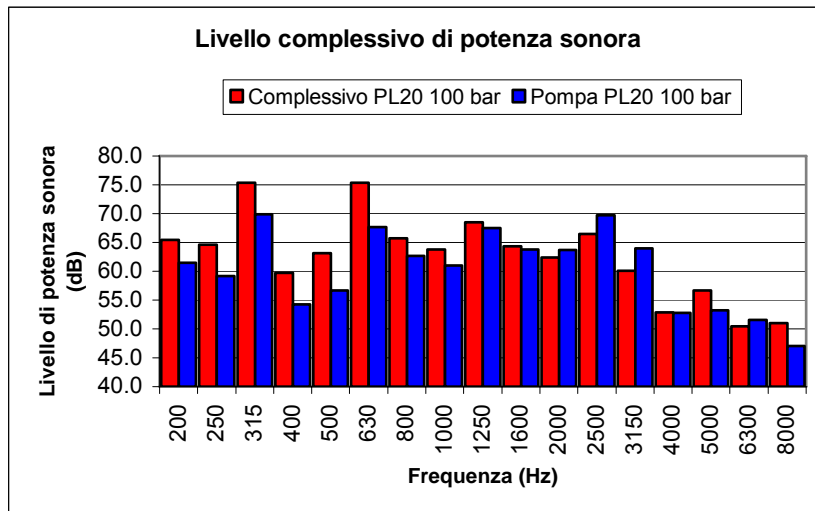


Figura 8.4. Spettri di potenza sonora emessa dalla pompa e dall' intero sistema alla pressione di esercizio di 100 bar

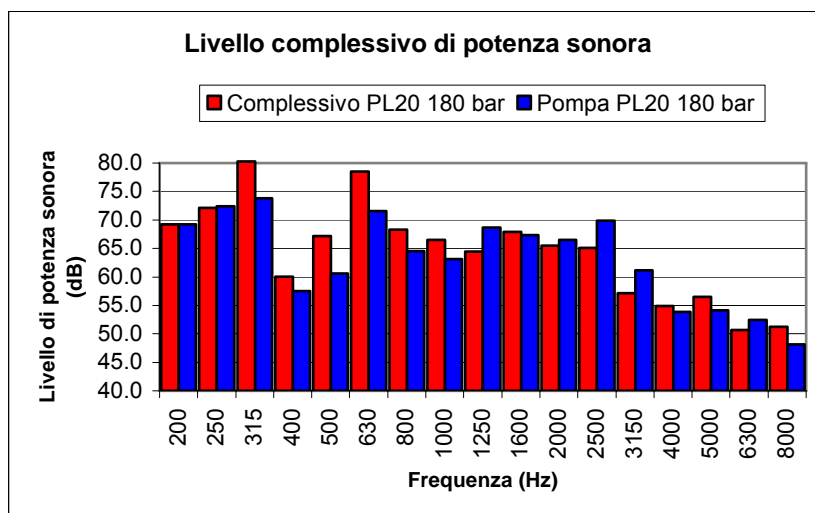


Figura 8.5. Spettri di potenza sonora emessa dalla pompa e dall' intero sistema alla pressione di esercizio di 180 bar

Dall' analisi degli spettri di potenza si notano ancora i picchi maggiori in corrispondenza delle frequenze fondamentali della pompa 315Hz e 630 Hz.

Si tracciano quindi le mappe in corrispondenza di tali bande per cercare una conferma di quanto affermato finora.

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

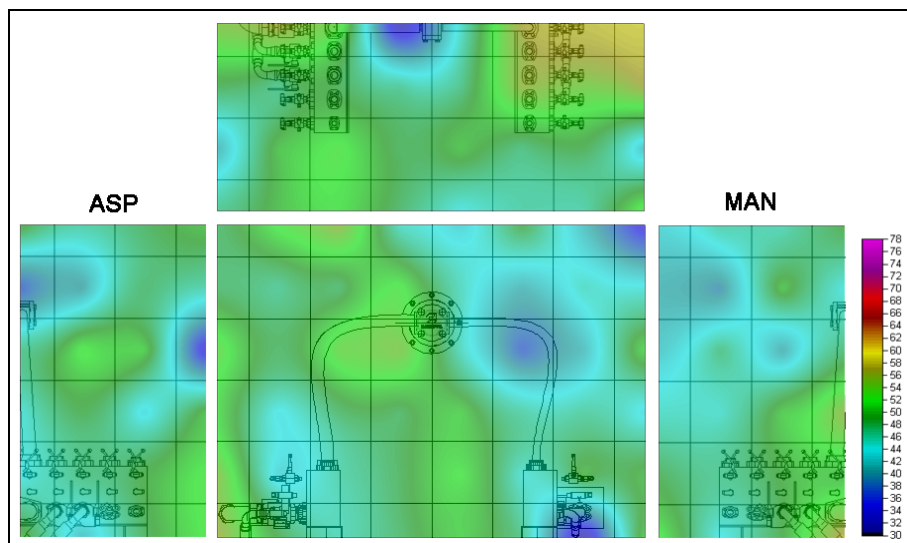


Figura 8.6. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 315 Hz della pompa PL20 alla pressione di 20 bar

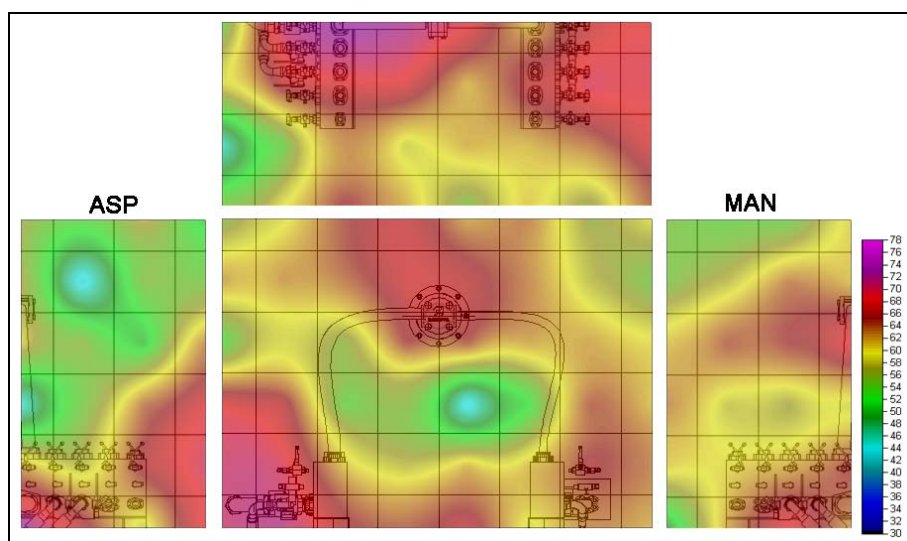


Figura 8.7. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 315 Hz della pompa PL20 alla pressione di 100 bar

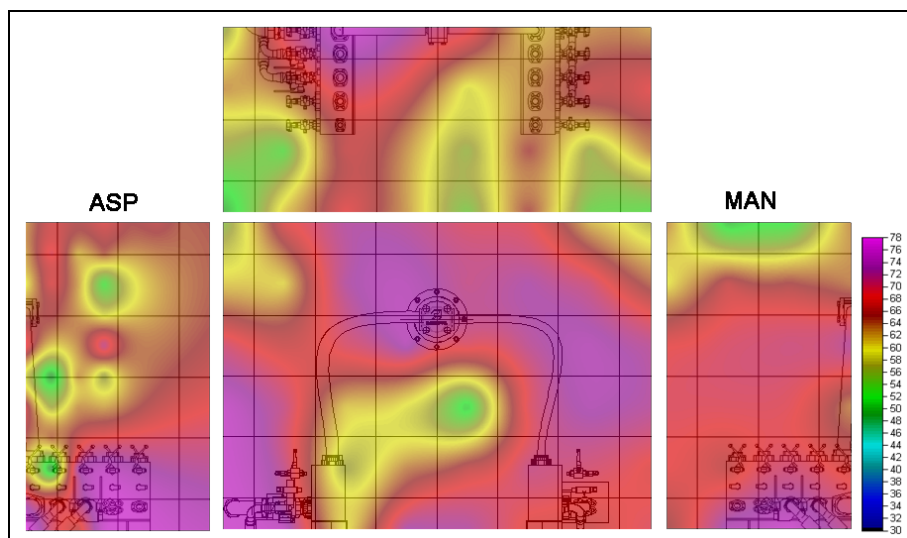


Figura 8.8. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 315 Hz della pompa PL20 alla pressione di 180 bar

Le mappe confermano un' altra volta quanto ottenuto analiticamente in precedenza.

Si riscontra ancora l' aumento di potenza sonora emessa all' aumentare della pressione di esercizio, e si possono individuare le zone di maggiore emissione nella zona della pompa e nella zona occupata dai collettori.

Quello che però è più interessante analizzare è la mappa a 20 bar: in questa mappa si può notare che comunque il sistema di collettori è responsabile dell' emissione di potenza sonora, si nota infatti in quella zona una macchia tendente al giallo (soprattutto nel collettore di mandata) che sta a rappresentare una zona di maggiore emissione rispetto alle altre.

Come si può osservare dalle mappe, in corrispondenza di queste frequenze si ha una maggiore emissione nella zona occupata dal sistema di raccorderia e rubinetteria del banco, mentre la zona occupata dalla pompa risulta avere una minore emissione sonora.

Quindi si può concludere che alle pressioni di 100 e 180 bar si ha una maggiore emissione del banco rispetto alla pompa, circostanza verificata anche dalle mappe intensimetriche.

La tecnica dell' intensità è diretta perché le misure possono essere eseguite sul posto. Questo è un notevole miglioramento rispetto alle tecniche classiche basate sulla misura della sola pressione sonora, infatti, le singole parti

componenti la struttura complessa dovrebbero essere state isolate in qualche modo, e comunque la soluzione non sarebbe mai stata quella ottimale.

8.2 Pompa WSP20

Anche per la pompa WISHPER™ possono essere eseguite le stesse prove, giungendo a risultati simili.

I livelli di potenza sonora complessivi ottenuti con griglia grande e con griglia piccola sono riportati in tabella.

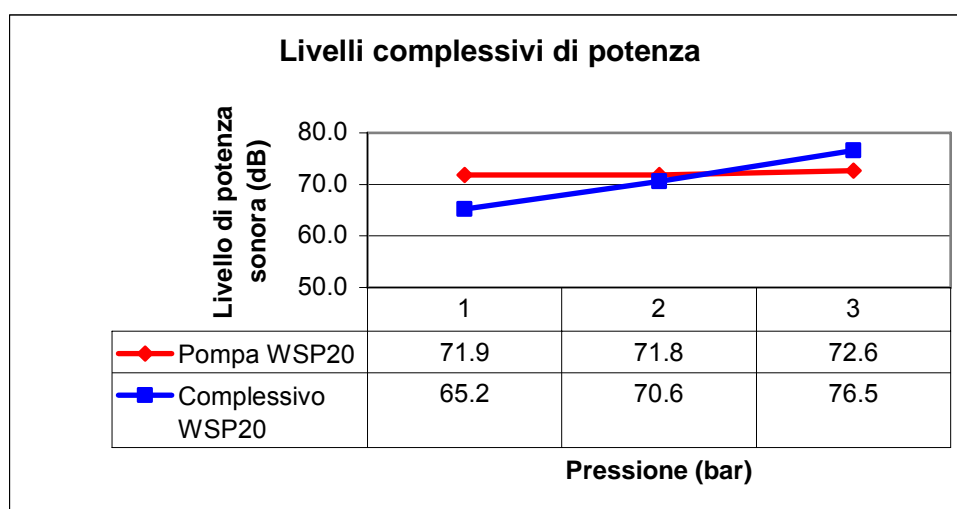


Figura 8.9. Livelli complessivi di potenza sonora per la sola pompa e per la struttura complessiva

Il contributo del banco al livello di potenza complessivo è calcolabile sempre allo stesso modo visto per la pompa PL20.

In questo caso sino alla pressione di 100 bar il livello di potenza emesso dalla sola pompa supera quello emesso dall'intero sistema. Può essere fatto lo stesso ragionamento fatto nel paragrafo precedente, ma non è più possibile ricavare la potenza sonora emessa dal solo sistema di collettori e tubazioni per tutte le pressioni di esercizio. Quindi non è possibile estrapolare i dati per ottenere un'andamento qualitativo della differenza di livelli, o comunque della potenza sonora emessa.

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

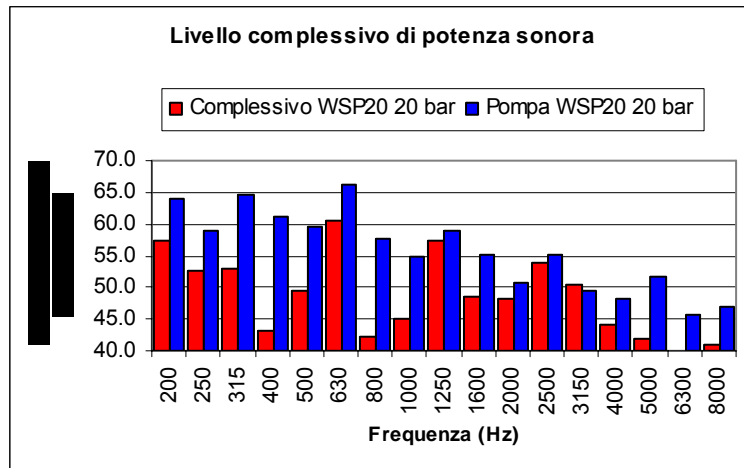


Figura 8.10. Spettri di potenza sonora emessa dalla pompa WSP 20 e dall' intero sistema alla pressione di esercizio di 20 bar

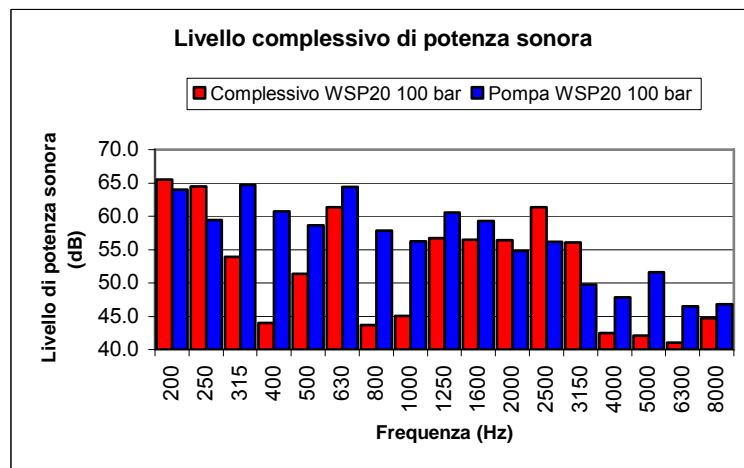


Figura 8.11. Spettri di potenza sonora emessa dalla pompa WSP 20 e dall' intero sistema alla pressione di esercizio di 100 bar

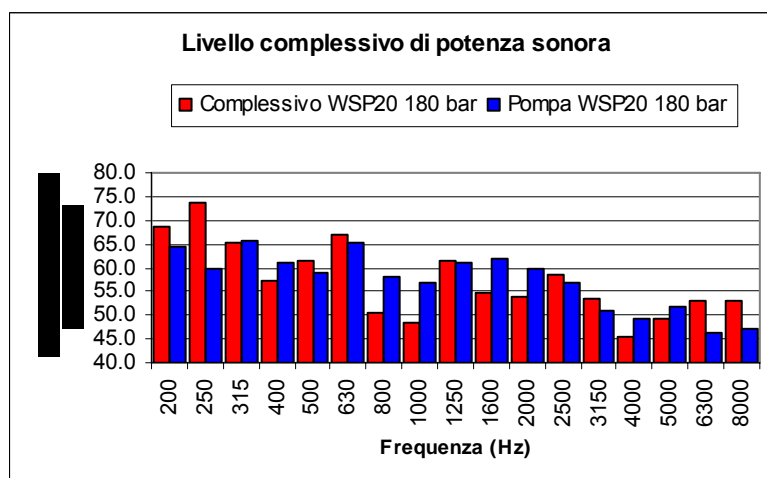


Figura 8.12. Spettri di potenza sonora emessa dalla pompa WSP 20 e dall' intero sistema alla pressione di esercizio di 180 bar

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

Andando ad analizzare le mappe di colore in corrispondenza delle bande di terzo di ottava dei 315 Hz, si ottiene quanto segue.

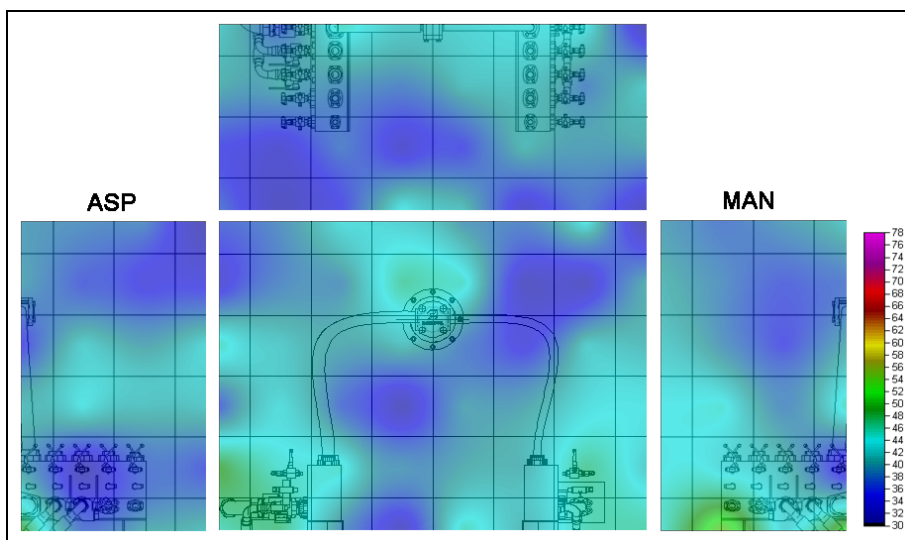


Figura 8.13. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 315Hz della pompa WSP20 alla pressione di 20 bar

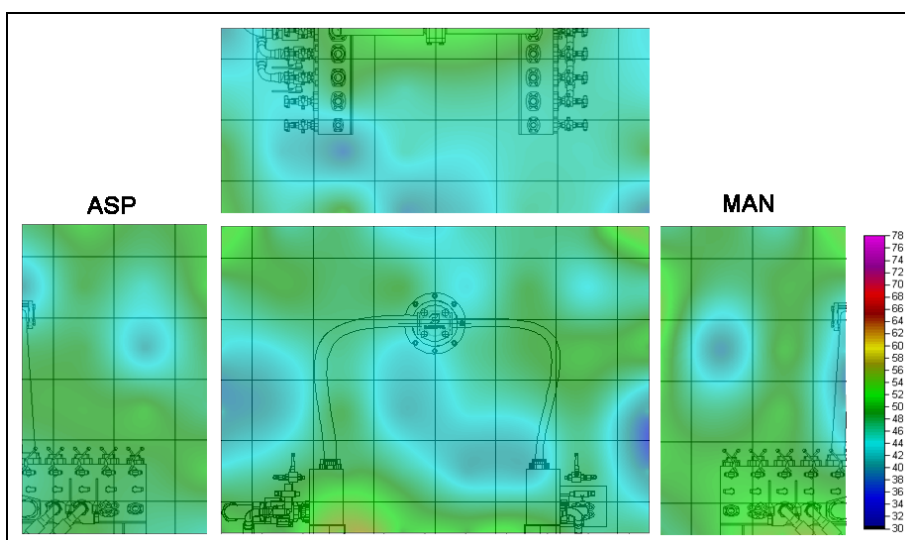


Figura 8.14. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 315Hz della pompa WSP20 alla pressione di 100 bar

POTENZA SONORA EMESSA DAL SISTEMA E INDIVIDUAZIONE DELLE SORGENTI

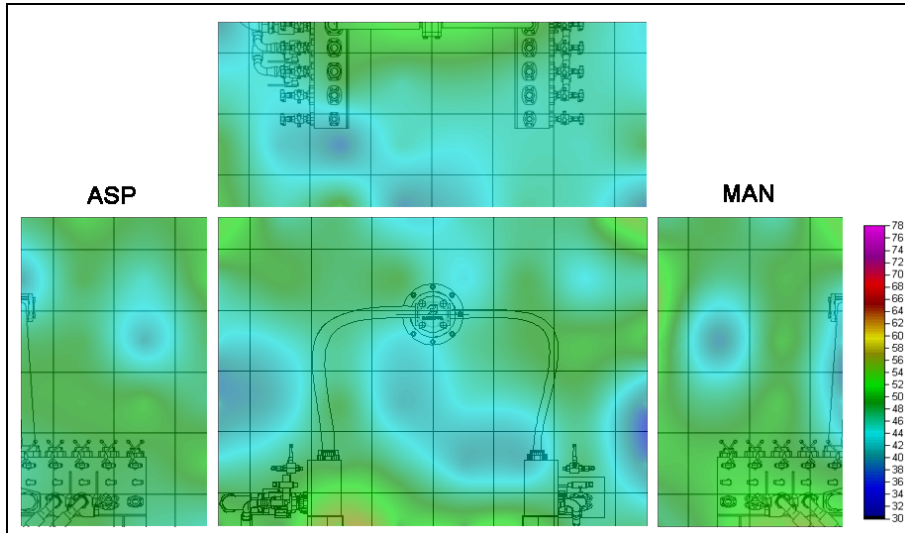


Figura 8.15. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 315 Hz della pompa WSP20 alla pressione di 180 bar

Negli spettri di potenza si nota che le bande di terzo di ottava dei 200Hz e dei 250Hz subiscono il maggiore aumento in intensità, si può quindi pensare di indagare con una mappa di colore in corrispondenza di queste frequenze.

Ci si pone alla pressione di riferimento di 100 bar, poiché è la pressione in cui si ha la maggiore differenza tra i livelli a queste frequenze.

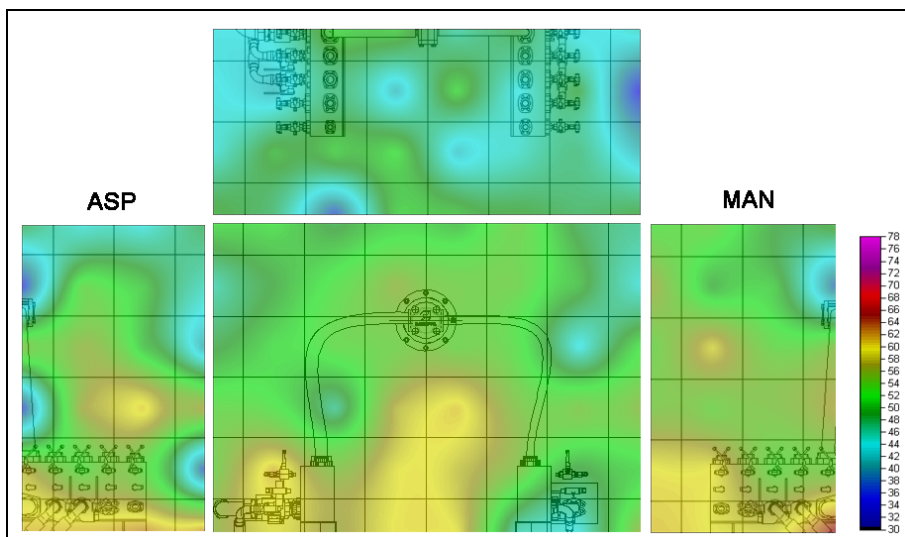


Figura 8.16. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 200 Hz della pompa WSP20 alla pressione di 100 bar

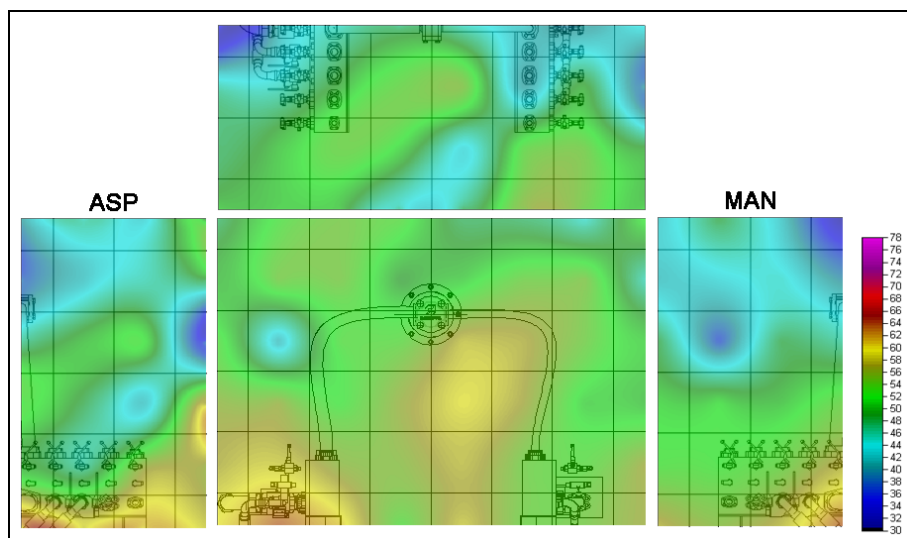


Figura 8.17. Mappa dell' intensità in corrispondenza della banda di terzo di ottava dei 250 Hz della pompa WSP20 alla pressione di 100 bar

8.3 *Commenti*

Grazie alle mappe intensimetriche, sia nel caso della pompa PL che nel caso della pompa WHISPER™, pur non apprezzando il contributo del sistema al rumore complessivo in modo analitico, e non essendo riusciti a quantificare in modo preciso tale contributo, si possono individuare comunque le zone di emissione sonora, potendo quindi valutare qualitativamente il contributo di ogni zona.

In entrambi i casi si può individuare la principale sorgente di rumore nella zona occupata dalla pompa. Si possono poi notare delle zone interessate da una maggiore emissione anche in corrispondenza dei collettori, contribuendo anch' essi al livello complessivo di potenza sonora.

Capitolo 9

CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA

L'ultima parte della tesi è dedicata alla ricerca di una correlazione tra livelli di potenza e livelli di pressione acustiche. La potenza sonora misurata con la tecnica intensimetrica è infatti caratterizzata dal fatto che, essendo l'intensità una grandezza vettoriale, permette di misurare solamente la zona di emissione di cui si vuole determinare la potenza; con la classica misura della pressione sonora la misura della potenza è "falsata" da diversi fattori come le condizioni dell'ambiente di misura, la presenza di altre sorgenti nelle vicinanze.

Trovando quindi una correlazione tra potenza effettiva emessa dalla pompa e pressione sonora misurata in un punto preciso rispetto alla sorgente, si potrebbe ricavare una relazione valida per una stima della potenza effettivamente emessa dalla pompa, eseguendo una semplice misura di pressione sonora in un solo punto, anziché dover eseguire misure di intensità che sono comunque più lunghe e laboriose. Sia chiaro comunque che, se si trovasse, questo metodo fornirebbe solamente un metodo approssimato

Come vedremo vista la diversità di emissione tra le varie tipologie di pompe non è stato possibile ricavare questa correlazione, o comunque si è trovata per una tipologia di pompe (PL20), ma non è stata verificata nelle successive prove effettuate su altre tipologie di pompe e con altre configurazioni.

9.1 **Calcolo potenza sonora secondo norma UNI EN ISO 3744**

La norma UNI EN ISO permette di calcolare la potenza sonora di una sorgente di rumore mediante la pressione sonora.

La norma in oggetto prevede che il livello di potenza sonora venga calcolato secondo la relazione:

$$L_W = L_{pf} + 10 \log \frac{S}{S_0} \quad 9.1$$

dove: L_W , è il livello di potenza sonora della sorgente

L_{pf} , è il livello di pressione sonora finale calcolato secondo la relazione

$$L_W = L_p^I - K_1 - K_2 \quad 9.2$$

S_0 , è l' area della superficie di riferimento pari a 1m^2

S , è l' area della superficie (emisfera o parallelepipedo) che comprende la batteria microfonica

Il coefficiente K_1 si riferisce al rumore di fondo:

$$K_1 = -10 \log(1 - 10^{-0.1 \Delta L^I}) \quad 9.3$$

In questo caso, però, essendo in un ambiente ben isolato dall' esterno, il rumore di fondo è trascurabile, e si è potuto misurare una differenza tra i livelli di pressione sonora a sorgente attivata e disattivata maggiore ai 15dB: in questo caso è possibile considerare il coefficiente K_1 pari a zero.

Il coefficiente K_2 è il coefficiente di correzione ambientale ricavato dalla caratterizzazione della camera anecoica (paragrafo 6.1).

La batteria microfonica è costituita da 4 microfoni posti nel punto centrale di ogni faccia della griglia di misurazione grande utilizzata per le misure intensimetriche. Tali posizioni soddisfano appieno le specifiche richieste dalla norma e sono punti in cui si conosce già il livello di pressione medio.

CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA

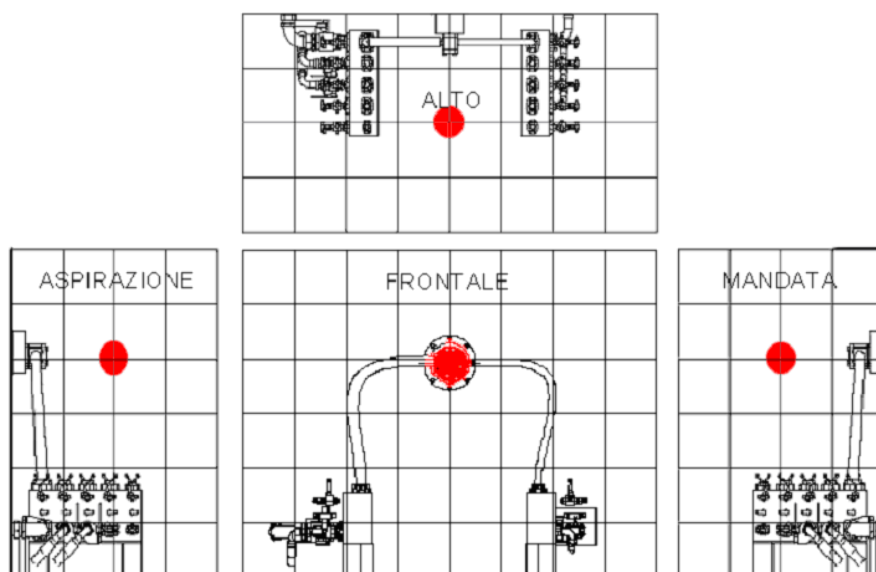


Figura 9.1. Posizioni microfoniche per il calcolo della potenza sonora secondo UNI EN ISO 3744

9.2 Calcolo pressione sonora secondo UNI EN ISO 11203

Al fine di poter ricavare un metodo di stima della potenza sonora partendo da una singola misura di pressione in una determinata posizione rispetto alla sorgente.

La norma UNI EN ISO 11203 si riferisce alla determinazione del livello di potenza sonora al posto di lavoro sulla base del livello di potenza sonora. Questo significa che è possibile percorrere anche il percorso inverso rispetto a quello fatto con la norma UNI EN ISO 3744. È quindi possibile risalire alla pressione sonora che si dovrebbe misurare se non si sentisse l' influenza dell' ambiente e delle altre sorgenti di rumore.

La norma prevede un metodo di calcolo generale che fornisce il livello di pressione sonora L_p come:

$$L_p = L_w - Q \quad 9.4$$

In queste formula la grandezza Q può essere determinata sperimentalmente o calcolata sulla base del tipo di superficie di misurazione all' interno della quale si trova la macchina sottoposta a prova.

CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA

Se si procede al calcolo del valore di Q , la norma prevede la seguente relazione:

$$Q = 10 \log \frac{S}{S_0} \quad 9.5$$

dove: S , è l' area della superficie a forma di parallelepipedo, all' interno della quale è ubicata la sorgente, posta ad una distanza di misurazione data d ;
 S_0 , è l' area della superficie di riferimento pari a 1 m^2 .

Presa una distanza d pari a 1m si può ricavare il livello di pressione sonora media nella posizione centrale della griglia di misurazione grande, in modo da poterlo confrontare con il valore misurato.

9.3 *Analisi dei risultati*

Partiamo analizzando la potenza sonora ottenuta mediante la norma UNI EN ISO 3744, e lo confrontiamo con la potenza ottenuta dalle misure intensimetriche.

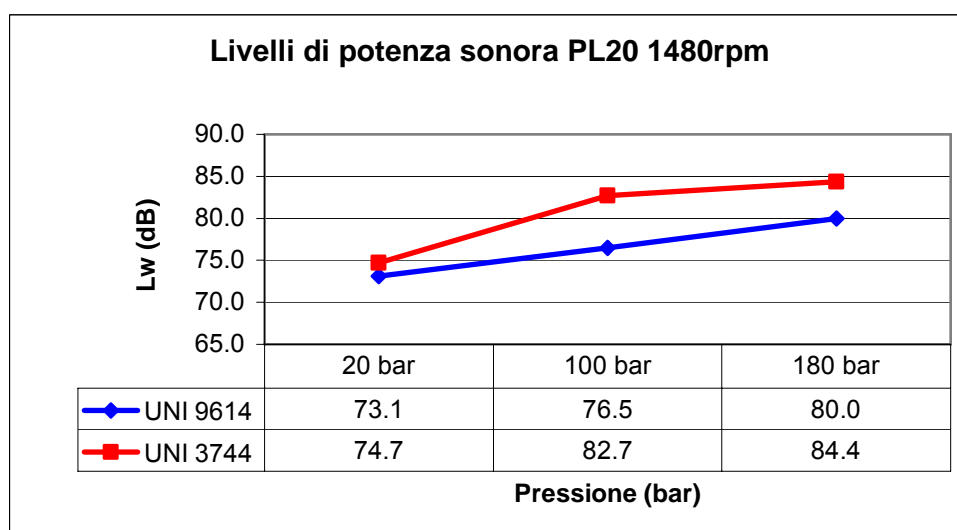


Figura 9.2. Potenza sonora misurata e calcolata per la pompa PL20

CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA

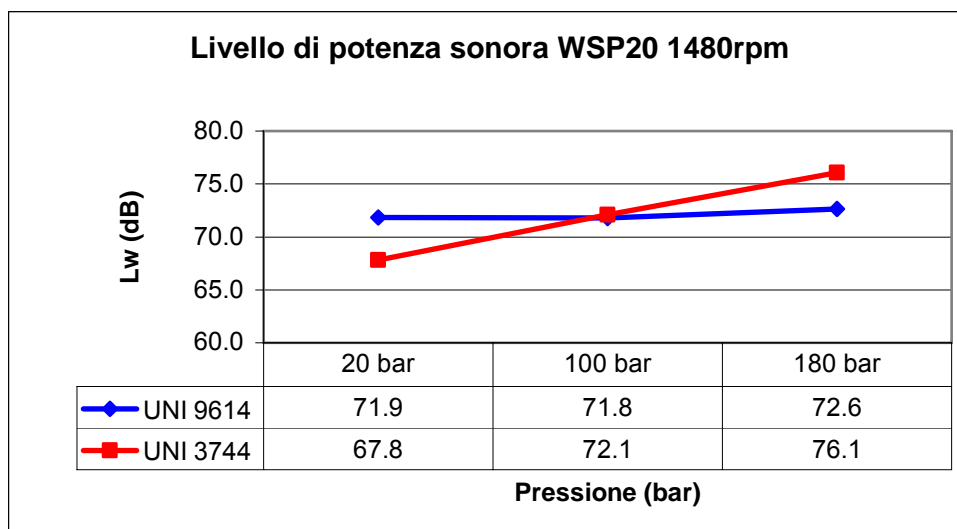


Figura 9.3. Potenza sonora misurata e calcolata per la pompa WSP20

Analizzando i grafici e i valori si nota che in questo modo non è possibile poter risalire a una relazione tra i livelli di potenza calcolati (in rosso) e i livelli di potenza misurati con la tecnica intensimetrica (in blu).

È interessante osservare comunque che i livelli di potenza calcolati secondo la norma UNI EN ISO 3744 hanno lo stesso andamento dei livelli di potenza sonora emessa dall'intero sistema (figure 8.1, 8.9).

Quindi un motivo per cui questa relazione precisa non si riesce a trovare potrebbe risiedere nel fatto che il livello di potenza misurato per l'intero sistema, per alcune pressioni di esercizio, è inferiore alla potenza emessa dalla sola pompa. I motivi principali sono quindi gli stessi individuati nel capitolo 8: nel campo vicino della sorgente si hanno fenomeni di ricircolo dell'energia che possono falsare la misura della potenza.

Si può però pensare che mediante la tecnica adottata dalla norma 3744, basata sulla misura della pressione sonora, si può raggiungere un grado di accuratezza di ± 5 dB. Con questo grado di accuratezza non è però possibile caratterizzare acusticamente e in modo preciso il rumore delle pompe, nel senso di ripetibilità della misura. Visti infatti i risultati della caratterizzazione acustica delle pompe, la differenza tra i livelli sonori massima tra pompe Standard e WHISPER™ è di 7.4dB, ampiamente compreso nel range di errore trovato in questo modo.

CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA

Cerchiamo ora di analizzare il livello di pressione sonora ricavato sia dal calcolo secondo la norma UNI EN ISO 11203 che dalla misura nel punto centrale della griglia.

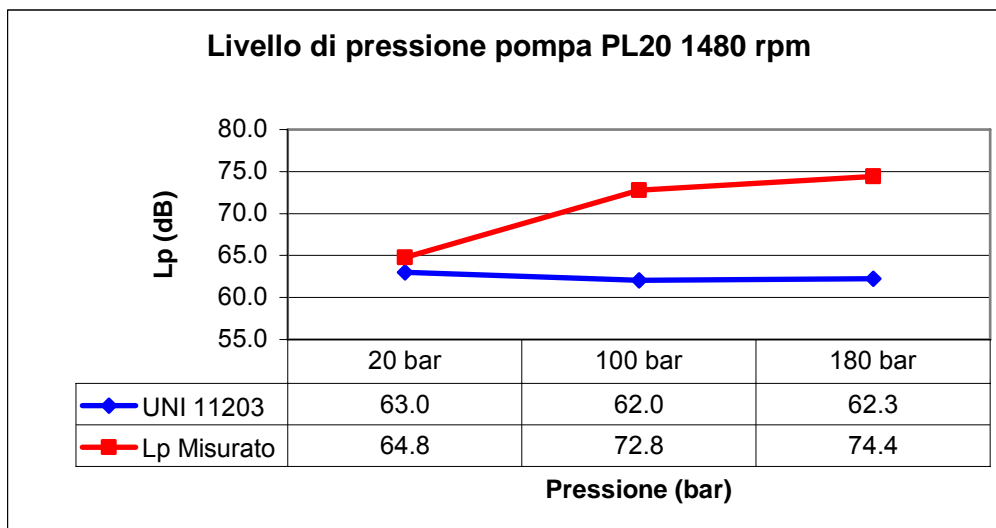


Figura 9.4. Livelli di pressione sonora misurati e rivati secondo norma UNI EN ISO 11203 per la pompa PL20

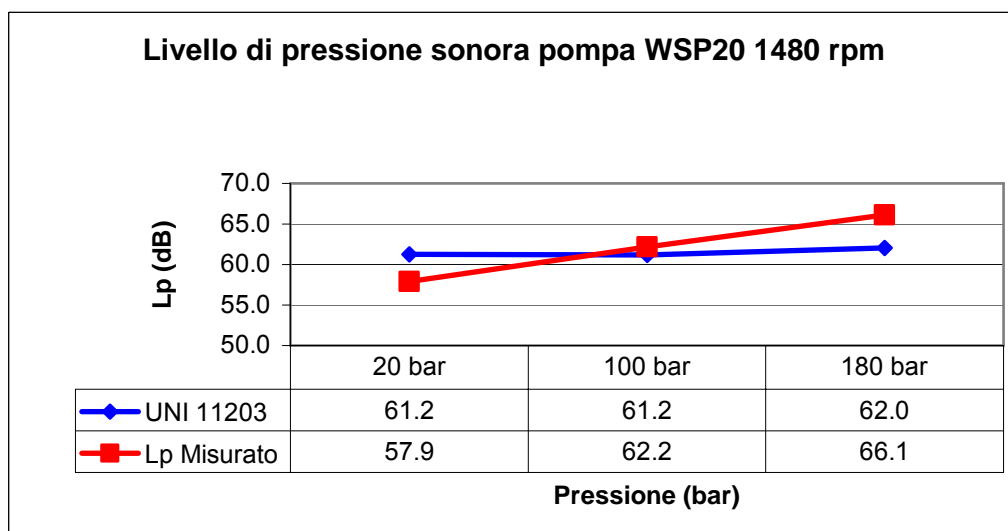


Figura 9.5. Livelli di pressione sonora misurati e rivati secondo norma UNI EN ISO 11203 per la pompa WSP 20

Si può quindi concludere che tale relazione sia valida solo per un tipo di pompa, mentre per altri tipi andranno ricercate altre relazioni.

CORRELAZIONE TRA POTENZA SONORA E PRESSIONE SONORA

Se si vuole ricavare un range di errore da poter considerare come nel caso della norma 3744, si nota subito che in questo caso si otterrebbe un campo molto più ampio.

Quindi non sarebbe possibile raggiungere il grado di accuratezza desiderato, e si potrebbe solo stimare in maniera molto imprecisa la potenza sonora emessa.

Si può concludere quindi che per avere una stima approssimata della potenza sonora è possibile utilizzare la tecnica prevista dalla norma UNI EN ISO 3744, a fronte di una maggiore semplicità e rapidità della caratterizzazione acustica, pur sempre con un livello di accuratezza di $\pm 5\text{dB}$.

Per avere poi una misura precisa e con un grado di accuratezza maggiore ($\pm 1.5\text{dB}$) è necessario adottare la tecnica intensimetrica, già affrontata nei capitoli precedenti.

CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi si è voluto affrontare il problema della caratterizzazione acustica di pompe a ingranaggi esterni, prodotte dalla ditta Casappa S.p.a.. Gli obiettivi prefissati erano:

1. caratterizzare dal punto di vista acustico alcune tipologie di pompe prodotte in azienda, mediante il calcolo della potenza sonora emessa;
2. analizzare l' influenza del sistema di raccorderia e di tubazioni sul rumore complessivo prodotto dalle pompe in prova;
3. correlare tra loro la pressione e la potenza sonore in modo da poter ottenere un modello da seguire per la determinazione della potenza sonora partendo dalle normali tecniche basate sulla misura della sola pressione sonora.

Nella prima parte della tesi sono state studiate le macchine a ingranaggi esterni: i principi di funzionamento, struttura di base e fenomeni fisici e di scambio energetico che avvengono al loro interno. In particolare sono stati analizzati i fenomeni responsabili della maggior parte del rumore prodotto da queste tipologie di pompe. È stata analizzata la zona di ingranamento e il fenomeno del "pressure ripple" per poter poi capire nel seguito in fenomeni acustici ad essi correlati.

In seguito è stato fatto un breve richiamo alla teoria base dell' acustica: è stato richiamato il concetto di suono e delle principali grandezze acustiche quali la pressione, l' intensità e la potenza sonore, e i principi matematici alla base della loro analisi, quali l' analisi in frequenza.

Preliminarmente al lavoro di tesi si è reso necessario effettuare la caratterizzazione (secondo la norma UNI EN ISO 3744) della camera semi-anechoica presso l' azienda.

Si è puntata quindi l' attenzione sulla misura della pressione sonora tramite la tecnica intensimetrica, seguendo la norma di riferimento UNI EN ISO 9614.

CONCLUSIONI

I primi risultati ottenuti sono relativi alla caratterizzazione acustica delle pompe oggetto di studio. Poiché le prove sono state condotte su due tipologie di pompe (pompe Polaris “standard” e pompe WHISPER™ “silenziose”, entrambe con cilindrata di 11.2 cm³/giro e con ruote dentate a 12 denti) si suddividono i risultati ottenuti in due parti.

Per quanto riguarda la pompa Polaris (PL20) si è potuto subito osservare che il livello di potenza subisce un aumento pressoché lineare al variare della pressione di esercizio.

La pompa WHISPER™ (WSP20) invece presenta un comportamento totalmente differente: si osserva infatti che all’ aumentare della pressione di esercizio il livello di potenza sonora non aumenta, o comunque non ha variazioni significative.

Questa parte di lavoro ha confermando sperimentalmente il fatto che la WSP20 è effettivamente più “silenziosa” della PL20. Si sono poi ottenute maggiori informazioni proprio grazie all’ applicazione della tecnica intensimetrica, che ha permesso di evidenziare le zone caratterizzate da una maggiore emissione sonora: in particolare si è osservato che in entrambe le pompe si ha una maggiore emissione nella zona di aspirazione.

Nella parte successiva della tesi si è voluto analizzare il contributo alla potenza totale emessa dal sistema di collettori, tubazioni, raccordi, ecc. sulla potenza emessa dalla singola pompa. Si è quindi proceduto ad analizzare la potenza emessa dall’ intero sistema.

Per la pompa PL20 si è ottenuto quello che ci si aspettava: si comincia a notare la differenza a 100 bar, qui la differenza tra livelli di potenza sonora è di circa 5 dB; salendo con la pressione si ha una crescita del livello di potenza lineare, uguale per la pompa e per il sistema, cosicché la differenza tra i livelli si mantiene pressoché invariata.

Nel caso della pompa WSP20 il sistema di collettori e tubazioni non arriva a contribuire significativamente alla potenza sonora emessa dall’ intero sistema, ma comunque all’ aumentare della pressione di esercizio aumenta l’ emissione, fino ad arrivare, alla pressione di 180 bar, in cui si può osservare che si comincia a sentire l’ effetto delle “tubazioni”.

CONCLUSIONI

Si è osservato che alle basse pressioni sembra che la pompa emetta più rumore di quanto non emetta l'intero sistema che la comprende. Questo sarebbe assurdo, ma si possono trovare alcuni validi motivi che giustificano questo fenomeno.

La misura effettuata è sempre affetta da un'errore casuale che la norma fissa a $\pm 1.5\text{dB}$, se tali errori si vanno a sommare si potrebbe già comprendere una differenza di livelli di 3dB; un'altra causa di errore è dovuta alla presenza di fenomeni locali di "ricircolo" dell'intensità sonora (particolarmente sentiti nell'intorno della sorgente-pompa), che possono contribuire ad aumentare la potenza emessa nel calcolo della potenza della sola pompa. Si può quindi concludere che a queste pressioni di esercizio il contributo del sistema di collettori e tubazioni non arrivi a contribuire significativamente al rumore complessivamente emesso dal sistema. Ma che alle alte pressioni di esercizio tale contributo aumenti all'aumentare della pressione di esercizio, fino ad arrivare ad emettere dai 3 ai 4 dB in più della sola pompa.

Dagli spettri di potenza, si possono osservare i picchi in corrispondenza delle frequenze fondamentali delle pompe (315Hz, 630Hz) e degli alti valori in corrispondenza delle due bande a 200 e 250 Hz. Andando ad indagare con le mappe intensimetriche proprio in corrispondenza di queste ultime bande di frequenza si possono notare le zone caratterizzate da una maggiore emissione, individuate nelle aree occupate dai collettori di aspirazione e mandata, su cui vanno ad innestarsi i tubi di collegamento della pompa e su cui si trovano tutti i sistemi di "rubinetteria" e regolazione. Possono quindi essere considerati, dopo la pompa, i responsabili maggiori dell'emissione sonora dell'intero sistema.

L'ultima parte della tesi è dedicata alla ricerca di una correlazione tra livelli di potenza e livelli di pressione acustiche; dalle misure effettuate si è osservato che purtroppo non si riesce a ricavare una legge ben precisa nelle varie condizioni di prova che permetta di raggiungere questo obiettivo, ma che si può ottenere una stima della potenza con un errore di circa $\pm 4\text{dB}$.

BIBLIOGRAFIA

- [1] AA.VV. “Il manuale di oleodinamica: fondamenti e componenti” Ed. Mannesmann Rexroth
- [2] Speich H., Bucciarelli A. “Manuale di Oleodinamica – principi, componenti, circuiti, applicazioni”, 2002, Tecniche Nuove Editore, Milano.
- [3] Paltrinieri F., “Studio teorico e sperimentale del funzionamento di macchine volumetriche ad ingranaggi esterni”, 2000, Tesi di Laurea, Università degli studi di Modena e Reggio Emilia
- [4] Farina A. “Appunti delle lezioni”
- [5] Spagnolo “Manuale di acustica applicata”, 2001, UTET Libreria, Torino
- [6] Casoli P. “Studio teorico e sperimentale sulla riduzione del rumorosità di pompe e motori oleodinamici a ingranaggi esterni, Volume I: Pressure ripple e flow ripple” , 2006, Relazione tecnica, Università degli studi di Parma
- [7] Bonanno A., G.L. Zarotti “Studio teorico e sperimentale sulla riduzione del rumorosità di pompe e motori oleodinamici a ingranaggi esterni, Volume II: Airborne Noise & Structureborne Noise ” , 2006, Relazione tecnica, IMMAMOTER CNR Ferrara
- [8] Pietropaolo G., “Applicazione di Metodologie di Analisi in Frequenza dei Dati ad un Sistema di Acquisizione e Controllo per Banche Prova Oleodinamici”, 2004, Tesi di Laurea, Università degli Studi di Parma
- [9] Jacobsen F., De Bree H.E., “A Comparison of p-p and p-u sound intensity measurement systems”, 2004, 11th International congress of Sound and Vibration
- [10] De Bree H.E., Elwenspoek M, “Sound intensity probes based on microflown technology” , 2004, MESA Research Institute, University of Twente
- [11] Rasmussen G. “Intensity measurements. The analysis technique of the nineties”, 1988, Bruel & Kjaer

- [12] Rasmussen G. "Measuring intensity", 1988, Bruel & Kjaer
- [13] Manuale utente "B&K2144", Bruel & Kjaer
- [14] Sito internet Bruel&Kjaer
- [15] UNI EN ISO 9614-1, 1997
- [16] UNI EN ISO 3744, 1997
- [17] UNI EN ISO 11023, 1997

RINGRAZIAMENTI

Giunto in fondo ai miei studi mi sento in dovere di fare alcuni ringraziamenti.

Un grande ringraziamento va alla mia famiglia, mio papà, mia mamma e mio fratello, per avermi permesso di continuare gli studi e per aver creduto in me in tutti i momenti importanti e che mi hanno permesso di diventare quello che sono, saranno finalmente contenti e soddisfatti di vedermi laureato.

Ringrazio tutti i miei amici sia quelli d'infanzia che raccolti in questi anni di università, in particolare (e mi scusino quelli che non cito): Giangio, Romina, Francesca. Some e Ghino. Grazie, penso che senza di voi non avrei potuto reggere questi anni di università.

Ora vengono i ringraziamenti sentiti per la realizzazione della tesi.

Innanzitutto vorrei ringraziare l'azienda Casappa S.p.a. che ha messo a mia completa disposizione tutti gli strumenti necessari per le prove sperimentali. Un ringraziamento particolare va all' Ing. Pietro Dardani che mi ha seguito e spronato in tutte le fasi della tesi, che si è reso estremamente disponibile nei momenti in cui mi servivano delucidazioni e che mi ha, con mia grande soddisfazione, coinvolto in spiegazioni anche non inerenti la tesi, ma sicuramente interessanti e utili per la mia cultura personale.

Devo ringraziare i tecnici del laboratorio che mi hanno aiutato nelle fasi pratiche di attrezzaggio del banco della camera anecoica e che hanno sopportato le mie continue richieste di aiuto per il montaggio o la scelta dei componenti facendomi risparmiare tempo prezioso.

Devo ringraziare anche chi mi ha seguito nella realizzazione di questo lavoro: il prof. Angelo Farina e il dott. Fabio Bozzoli, che si sono dimostrati sempre disponibili e chiari nelle spiegazioni richieste.