

SVILUPPO DI UN MODELLO ANALITICO PER IL CALCOLO DELLA POTENZA SONORA EMESSA DA CONDOTTI DI ASPIRAZIONE E MANDATA DI VENTILATORI CENTRIFUGHI

Francesco Pompoli (1), Cristina Marescotti(1), Andrea Zanardi (2), Manuela Lollini (2)

1) Dipartimento di Ingegneria – Università di Ferrara, francesco.pompoli@unife.it; cristina.marescotti@unife.it

2) MZ Aspiratori Spa, Budrio (BO), ricerca@mzaspiratori.com

SOMMARIO

Nel presente articolo viene descritto un modello analitico sviluppato in seguito ad una attività sperimentale volta a determinare la potenza sonora emessa dai condotti di aspirazione e mandata di ventilatori centrifughi industriali, con o senza silenziatori applicati alla tubazione terminale. Il modello consente con un'ottima precisione di stimare la potenza sonora emessa sulla base delle condizioni operative del ventilatore.

1. Introduzione

L'emissione sonora dei ventilatori centrifughi può essere suddivisa in due contributi: il rumore prodotto all'interno dei condotti interessati dal flusso d'aria e quello irradiato attraverso la cassa del ventilatore che racchiude girante e voluta. Se la bocca di aspirazione o di scarico del ventilatore è libera, il contributo della prima tipologia di rumore è solitamente predominante rispetto al secondo; se invece sia l'aspirazione che la mandata risultano intubati, in prossimità del ventilatore il rumore prodotto è dovuto prevalentemente al secondo contributo. Lo studio presentato in questo articolo si riferisce alla prima condizione descritta, in cui il ventilatore centrifugo è solitamente installato all'esterno insieme al condotto di aspirazione (o mandata); in questo caso il rumore che esce dalla sezione terminale del condotto risulta predominante rispetto a quello emesso dalla cassa del ventilatore.

In ogni caso, il rumore emesso dalla cassa è già stato studiato dagli autori [1] ed il suo contributo può essere sommato a quello determinato con il modello qui presentato.

Il modello analitico è stato sviluppato sulla base dei risultati sperimentali ottenuti su tre ventilatori centrifughi di diversa dimensione della girante, includendo anche l'analisi dell'effetto della applicazione di un silenziatore cilindrico dissipativo sulla terminazione della tubazione.

2. Attività sperimentale

Le prove sperimentali sono state condotte nel piazzale esterno di MZ Aspiratori, su un circuito di prova appositamente installato che mantenesse ad una sufficiente distanza i terminali di aspirazione e mandata. I terminali non oggetto di prova sono stati silenziati per ridurre l'influenza reciproca. Al tubo terminale è stata applicata una corona circolare in acciaio con diametro esterno pari a 2 m e diametro interno adattabile a quello della tubazione terminale. Le misure sono state condotte su una semisfera, e considerando la simmetria assiale del sistema, sono stati scelti 4 punti su un semicerchio di raggio 1 m equispaziati di 36°, ispirandosi alla norma [2] (figura 1). In tal modo si è evitato di posizionare un microfono in corrispondenza dell'asse della tubazione, interessato dalla maggiore velocità del flusso d'aria espulso o aspirato dal ventilatore.

Le misure sono state eseguite su tre differenti ventilatori centrifughi, i quali si differenziano per il diametro della girante: 630 mm, 500 mm e 450 mm. Ognuno di essi è stato testato con

cinque differenti frequenze di alimentazione del motore dotato di inverter: 30 Hz, 35 Hz, 40 Hz, 45 Hz e 50 Hz.

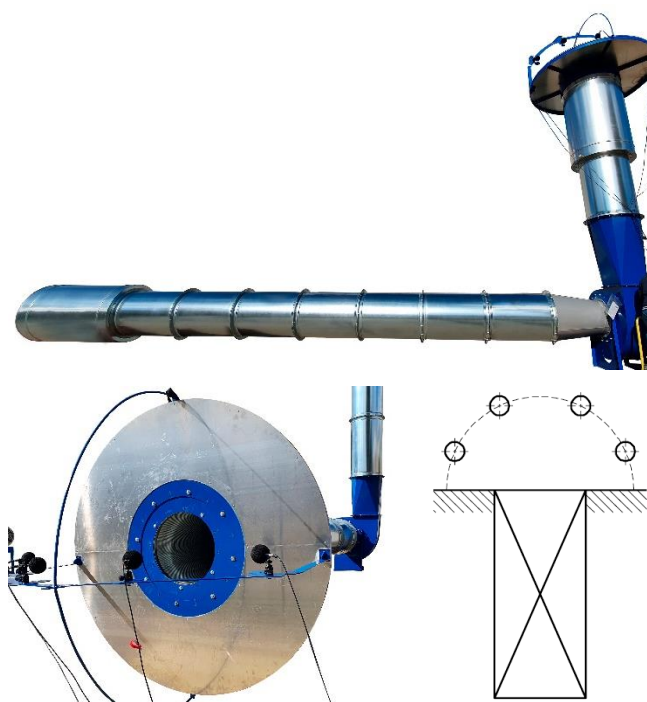


Figura 1 – Esempio di circuito di prova (in blu il ventilatore) ed elemento riflettente terminale con posizioni microfoniche.

Durante i test sono stati rilevati tutti i parametri di funzionamento del ventilatore, descritti nel successivo paragrafo 3 in quanto input del modello analitico.

I silenziatori testati, prodotti da MZ Aspiratori, sono di tipo cilindrico dissipativo, e presentano una espansione del diametro esterno riempita con uno strato di lana minerale ad alta densità rivestita da uno strato di velo-vetro e ricoperta da una lamiera forata. Sono stati testati tre diametri di silenziatore, ciascuno di lunghezza doppia rispetto al diametro interno.

La potenza sonora in condizioni di campo libero su superficie riflettente, che in questo caso è costituita dalla piastra anulare applicata alla tubazione terminale, è stata calcolata come:

$$(1) \quad L_w = L_{pm} + 10 \log \left[\frac{S}{1} \right] \quad [\text{dB(A)}]$$

essendo L_{pm} la media energetica dei 4 microfoni ed S la superficie della semisfera pari a $2\pi r^2$ (pari a 6.3 m^2).

Per quantificare il comportamento acustico dei silenziatori, viene determinata la perdita per inserzione D_{is} , definita nella norma [2] come la differenza tra i livelli di potenza sonora emessa con e senza silenziatore:

$$(2) \quad D_{is} = L_{WII} - L_{WI} \quad [\text{dB(A)}]$$

in cui L_{WII} è il livello di potenza sonora emessa senza il silenziatore e L_{WI} è il livello di potenza sonora emessa con il silenziatore installato.

3. Modello analitico proposto

Il modello analitico che viene proposto permette di calcolare il livello di potenza sonora in dB(A) emesso al condotto terminale di aspirazione e di mandata privo di silenziatore, in funzione dei parametri fluidodinamici principali:

$$(3) \quad L_{WA_{sim}} = \frac{C_1}{D_s^2} + C_3 \log_{10}(Q) + C_4 \log_{10}(\Delta_p) + C_5 \log_{10}\left(\frac{1-\eta}{100}\right) + C_6 \quad [\text{dB(A)}]$$

dove:

- D_s è il diametro specifico [-] che tiene conto del diametro della girante e della temperatura del fluido elaborato (aria);
- Q è la portata di aria [m^3/s];
- ΔP è la prevalenza del ventilatore [Pa];
- η è l'efficienza del ventilatore [-];
- C_1-C_6 sono i coefficienti (tabella 1) ottenuti dalla correlazione con i dati sperimentali, attraverso la minimizzazione della funzione di costo (4) definita dalla somma dei moduli delle differenze tra potenze acustiche sperimentali e calcolate per tutte le condizioni testate:

$$(4) \quad F_{cost} = \sum_{i=1}^n |L_{WA_EXP} - L_{WA_sim}| \quad [\text{dB(A)}]$$

Il coefficiente C_6 si differenzia tra aspirazione e mandata, determinando un incremento in mandata di 3.6 dB(A) rispetto alla aspirazione.

Il modello (2) ha struttura simile a quella proposta da diversi autori in letteratura, come ad esempio [3], [4], [5], [6].

Per quanto riguarda i silenziatori, dalle perdite di inserzione sperimentali D_{is} calcolate con (2) sono state ricavate delle interpolazioni lineari che consentono di determinare il parametro in funzione del diametro del condotto. Le relazioni ottenute sono le seguenti:

$$(5) \quad D_{is} = K_1 - K_2 \cdot D \quad [\text{dB(A)}]$$

dove D è il diametro interno del silenziatore, in metri, e K_1 e K_2 due coefficienti diversi per aspirazione e mandata, riportati in tabella 1.

Tabella 1 – Valori dei coefficienti C_1-C_6 in (4) e K_1 e K_2 in (5).

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6 <i>Asp</i>	C_6 <i>Man</i>
14.1	0.048	10.7	20.6	2.05	18.6	22.2
K_1 <i>Asp</i>	K_1 <i>Man</i>	K_2 <i>Asp</i>	K_2 <i>Man</i>			
14.2	13.8	12.4	6.8			

4. Risultati

A titolo di esempio si riporta in figura 2 un confronto tra le misure sperimentali di potenza sonora effettuate sul ventilatore con girante di diametro 630 mm in diverse condizioni di funzionamento, con e senza silenziatore sul condotto terminale, ed i risultati ottenuti dall'applicazione del modello analitico descritto nel paragrafo 3.

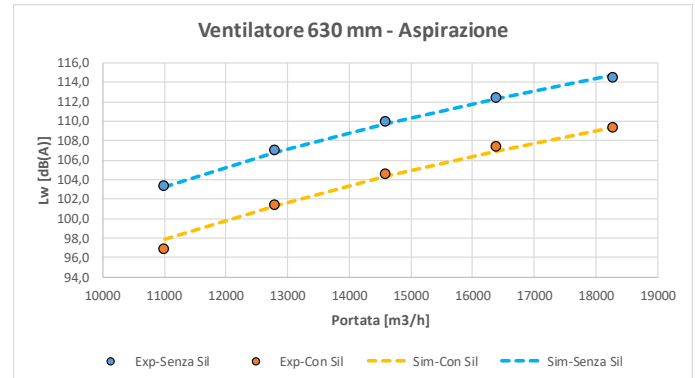


Figura 2 – Confronto tra misure sperimentali e modello analitico per il ventilatore di diametro 630 mm in diverse condizioni di funzionamento, con e senza silenziatore al condotto terminale.

Come si può notare, il modello proposto consente di calcolare la potenza sonora emessa con un'ottima precisione: sui tre ventilatori testati in aspirazione si è rilevato uno scarto medio di 0.3 dB(A), con una deviazione standard pari a 0.3 dB(A); in mandata la precisione del modello è leggermente inferiore, con uno scarto medio di 1.3 dB(A) ed una deviazione standard pari a 0.6 dB(A), probabilmente a causa delle maggiori turbolenze presenti nel condotto di mandata e della maggiore instabilità della misura fonometrica in uscita al condotto.

5. Conclusioni

Il modello analitico presentato consente di calcolare la potenza sonora in dB(A) emessa da un condotto di aspirazione o mandata di un ventilatore centrifugo e di valutare la riduzione di emissione sonora ottenibile con l'applicazione di un silenziatore cilindrico di tipo dissipativo con lunghezza pari a doppia rispetto al diametro interno. Il calcolo viene effettuato a partire dai dati fluidodinamici che caratterizzano il punto di funzionamento del ventilatore. Il modello proposto ha evidenziato una elevata precisione per i diversi modelli testati e le diverse condizioni di funzionamento, sia con che senza silenziatore; una minore precisione si è evidenziata per i livelli sonori emessi dal tubo di mandata, in confronto a quella rilevata in aspirazione.

Una estensione del modello in frequenza è attualmente allo studio, ma necessita di ulteriori misure sperimentali e di una formulazione più complessa per considerare lo *shift* in frequenza che si verifica al variare della velocità di rotazione.

6. Bibliografia

- [1] M. Cadorin, M. Pinelli, E. Podeschi, F. Pompoli, A. Zanardi, "Experimental Characterization Of The Influence Of Auxiliary Devices On The Noise Generated By Industrial Centrifugal Fan And Correlation To The Geometrical And Fluid Dynamic Parameters", Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, June 6-10, 2011, Vancouver, Canada.
- [2] UNI EN ISO 11820:1999, Acustica – Misurazioni su silenziatori in sito.
- [3] ASHRAE Handbook-Fundamentals, 1993
- [4] Cyril M. Harris, Handbook of Acoustical Measurements and noise control, 1998
- [5] Terry Wright, Fluid machinery-Performance, analysis and design, 1999
- [6] ESDU, ESDU-79037-A guide to fan selection and performance, 2007