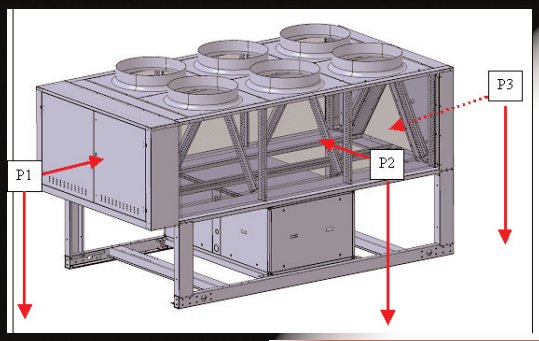
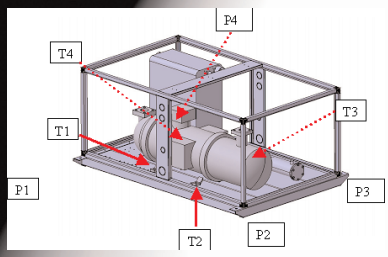


Individuazione delle sorgenti vibroacustiche in un chiller per il condizionamento e simulazione a calcolo di modifiche

P.Vanzo, G.Amadasi



Un chiller per condizionamento costituito da un gruppo motocompressore e 6 ventole di raffreddamento, è stato preso in esame per l'applicazione di una metodologia di ricerca di sorgenti vibrazionali ed acustiche, allo scopo di verificare l'efficacia di alcuni interventi di riduzione della rumorosità.
Sul macchinario sono stati fissati 3 punti di rilevamento microfonici: P1, P2 e P3 ad 1 m di distanza dall'ingombro della macchina, ed una posiizone P4 interna, presa come riferimento.
Il gruppo motocompressore è sospeso elasticamente su 4 supporti elastici T1, T2, T3 e T4, presi come posizioni di misura delle vibrazioni, ed è racchiuso in un cofano fonoisolante il cui peso si scarica sulla struttura della macchina.

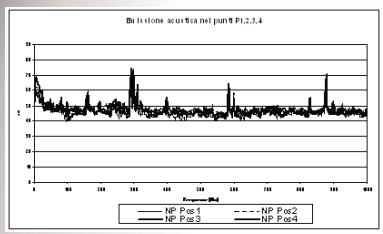


Grafico 1

Individuazione delle componenti principali

L'individuazione è stata fatta considerando alcuni punti di misura come riferimenti e quindi tenuti costanti per tutte le misure. Si è proceduto a monitorare in modo costante il compressore, sorgente principale della macchina, posizionando un microfono di misura in campo vicino allo stesso.
La misura per mezzo di accelerometri e microfoni ci ha permesso di individuare per mezzo dell'analisi spettrale la componente aerea e quella strutturale e di "pesare" il loro contributo all'emissione totale. Come punti di riferimento per l'emissione acustica di riferimento sono stati presi in considerazione 4 posizioni da P1 a P4, poi condensate in un'unica posizione P3.
Per prima cosa abbiamo messo in evidenza l'emissione spettrale nel campo vicino del compressore ed esternamente all'ingombro del chiller, dove è possibile individuare una componente spettrale importante a 292 Hz, la fondamentale di rotazione del compressore, questa componente risulta essere la principale fonte di emissione.

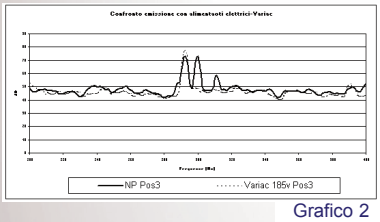


Grafico 2

Vicino a questa componente, alla frequenza di 300 Hz, si è individuato un secondo picco di emissione importante dovuto alla componente elettromagnetica degli alimentatori dei ventilatori.
Questa componente diventa particolarmente evidente nell'emissione globale e raggiunge la stessa emissione, circa 74 dB, paragonabile a quella del compressore nei punti P1,2,3,4, come deducibile dal Grafico 1 che riporta gli spettri di emissione sonora del chiller di normale produzione (NP).

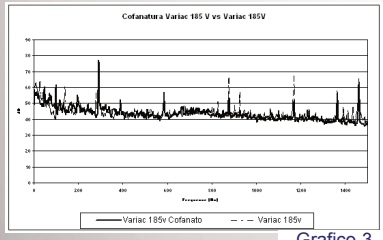


Grafico 3

I due picchi presenti intorno ai 300 Hz sono dati dalla emissione del compressore e degli alimentatori elettrici dei ventilatori, infatti è possibile nel Grafico n°2 individuare come la componente a 300 Hz sparisca nel momento in cui si alimentano i ventilatori con un Variac. Il risultato sul valore globale del sistema sistema di alimentazione dei ventilatori con un variac ha ridotto l'emissione sonorada 76.9 dB(A) a 75.2 dB(A).

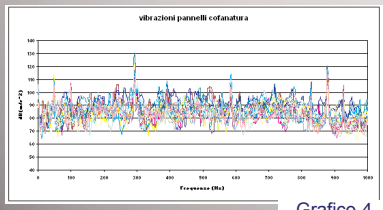


Grafico 4

Un ulteriore contributo è dato dalla cofanatura del compressore che comporta una riduzione del livello globale da 75.2 dB(A) a 73.8 dB(A), come si può notare dal Grafico n°3, accentuando però il rumore strutturale: aumenta infatti l'emissione alla frequenza fondamentale di 292 Hz e diminuisce il contributo alle alte frequenze.
Queste considerazioni sono fatte paragonando i risultati ottenuti fra lo spettro di emissione acustico del Grafico n°3 "variac cofanatura vs variac" ed il Grafico n°4 "emissione strutturale pannelli cofanatura" verificando i vari spettri di vibrazione rilevati.

Analizzando l'emissione spettrale della componente accelerometrica si individua l'emissione per via strutturale. Il valore di emissione acustica più elevato a 292 Hz è dovuto alle vibrazioni dei pannelli che non sono in grado si smorzare tale componente, mentre riducono l'emissione nella zona compresa tra 1 e 1.5 kHz.
Si può notare che le misure effettuate vibrazionali sui pannelli della cofanatura hanno una emissione molto pronunciata ai 292 Hz ed ai suoi multipli in frequenza (584 e 876 Hz).
Tali componenti provengono direttamente dal compressore sia per via aerea sia per via strutturale, attraverso i tasselli di sospensione del compressore e del tubo di scambio calore (flessibile).

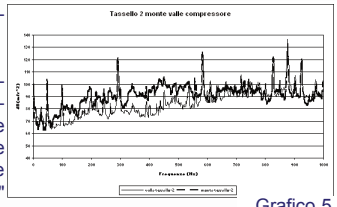


Grafico 5

Infatti è possibile analizzare le misure effettuate "monte valle tassello" sospensione compressore, qui per comodità ne riportiamo solo una con la funzione di trasferimento del tassello e della sua efficienza di lavoro, Grafico 5.

Il filtraggio tasselli consente di verificare che la loro costruzione non è adeguatamente sufficiente per smorzare la vibrazione a 292 Hz, lascia di fatto passare quasi invariata tutta la componente strutturale che si ritrova anche nelle parti alte del chiller.

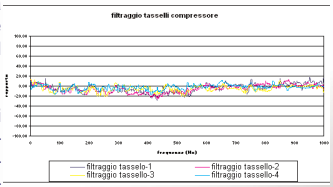


Grafico 6

Una serie di altre misurazioni vibroacustiche ha permesso sia di validare le ipotesi sopra descritte sia di costruire un quadro della situazione in forma di tabella di sintesi, dalla quale si oggettivamente dedurre quali orientamenti prendere per la riduzione dell'emissione sonora tramite simulazioni al computer per verificarne l'utilità prima della realizzazione di prototipi.

Considerate le direttrici di azione e le indicazioni di intervento, si procederà poi per alcune simulazioni.

S.C.S.
Noise and Vibration
Measurement and Analysis Systems
Consult and Services for Environment
Consult and Services for Industry
WEB & Information technologies

www.scs-controlsys.com

	cofano	P.Micr.	dB L	dB A	Note
1	no	1	88.2	75.5	Non cofanato con aliment. NP
2	no	2	88.4	76.9	Non cofanato con aliment. NP
3	no	3	88.1	76.9	Non cofanato con aliment. NP
4	no	4	88.3	75.8	Non cofanato con aliment. NP
5	no	1	88.4	75.2	Non Cofanato; aliment. Variac.
6	si	3	89.0	73.8	Cofanato; aliment. Variac.
7	si	3	89.2	74.4	Cofano;aliment. Variac; compressore su molle.
8	si	3	76.4	70.7	Cofano; aliment. Variac.; silenziatore.
9	si	3	86.9	71.0	Cofano; aliment. Variac.; tubi svincolati omega bloccato.

Tabella riassuntiva misure

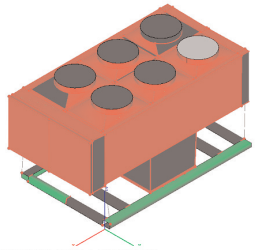
Indicazioni sugli interventi

Riassumendo i risultati delle analisi svolte si può ritenere che gli interventi debbano essere orientati come:

- Modifica del sistema di alimentazione dei ventilatori utilizzando un sistema Variac o altro.
- Modifica dei tasselli di sospensione del compressore che devono essere più morbidi e sintonizzati in modo che la componente principale a 300 Hz si trovi nella zona di isolamento, possibilmente oltre 1.4 volte la frequenza di risonanza.
- Progettare opportunamente lo Smorzatore di pulsazione (silenziatore) sul principio del risonatore in linea a 1 o 2 cavità, aumentando il più possibile il rapporto tra il diametro della cavità e il diametro della tubazione di mandata.
- Sostituire le sospensioni delle tubazioni con elementi in gomma e scegliere dei punti di ancoraggio corrispondenti per quanto possibile a dei nodi strutturali, allo scopo di ridurre le vibrazioni indotte nella struttura e nei fazzoletti di rinforzo.
- Riprogettare la cofanatura alleggerendo la parte in lamiera e aggiungendo del materiale smorzante, facendo attenzione che lo spessore dello stesso non sia più del doppio della lamiera e possibilmente applicarlo a caldo. All'interno della cofanatura dovrà essere applicato del material fonoassorbente di almeno 5cm di spessore, preferibilmente a base tessile. Nella progettazione della cofanatura si dovrà includere il vassoio (base) inferiore.
- Nessun intervento è da prevedere sui ventilatori, almeno allo stato attuale e considerando l'emissione sonora attorno alla macchina. L'emissione sonora degli stessi potrebbe invece essere importante a grande distanza in campo libero o per soluzioni a "basso rumore" del chiller.
  E' comunque necessario procedere in via prioritaria con gli altri interventi sopra menzionati prima di prendere in considerazione i ventilatori.

Simulazioni SEA

E' stato costruito un modello di simulazione utilizzando la tecnica della Statistical Energy Analysis (abbreviato in SEA) con la quale si provvede a suddividere la struttura in una serie di sottosistemi macro, che rappresentano sia elementi strutturali quali: pannellature, travi, cavità acustiche, sia elementi di accoppiamento quali: guarnizioni, tasselli, condotti, sia sorgenti di energia quali: motori, ventilatori, scarichi, ecc.
Il modello può comportare vari gradi di dettaglio in funzione degli scopi che si vogliono ottenere, della disponibilità di dati sui materiali e sulle sorgenti, e dell'effettivo grado di precisione e attendibilità dei risultati. Come sempre, si tratta di trovare il compromesso migliore tra tempi, costi di sviluppo e risultati.
Nel caso presente è stato valutato che un modello semplificato poteva essere sufficiente in quanto lo scopo era quello di valutare la sensibilità di alcune ipotesi di intervento, e non quello di sviluppare e progettare effettive soluzioni da prototipare.



Modello SEA della macchina di condizionamento

Con il modello SEA semplificato sono state condotte delle simulazioni con le seguenti caratteristiche:
1. Applicazione di una forzante vibrazionale al vassoio (simulazione forzante dal tassello)
2. Influenza del K (rigidità) dei tasselli
3. Differenze di isolamento acustico e influenza sul valore globale in dB(A) tra un cofano con lamiera spessore 2.5 mm e uno con spessore di 1 mm
4. Applicazione di un materiale di smorzamento sulla lamiera della cofanatura
5. Applicazione di un materiale fonoassorbente all'interno della cofanatura
6. Indicazione sull'effetto di un aumento delle dimensioni del cofano in direzione X (longitudinale)

Alcuni risultati delle simulazioni

Differenza tra emissione sonora di:
solo sorgente acustica
sorgente acustica e componente vibrazionale
Inserendo la componente vibrazionale l'emissione acustica aumenta maggiormente alle alte frequenze; tale aumento è giustificato dall'accoppiamento massa con la mancanza di smorzamento dei pannelli.
Passando ad una simulazione con una lamiera di solo 1 mm si evidenzia che l'emissione sonora aumenta ma in proporzione diminuisce quella vibrazionale (diminuendo la massa) e l'accoppiamento lamiere.

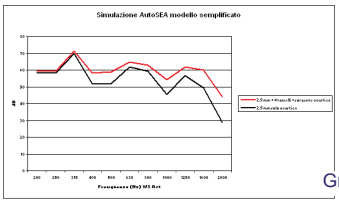


Grafico 7

Confronto dell'emissione sonora tra le lamiere da 1 mm e 2.5 mm

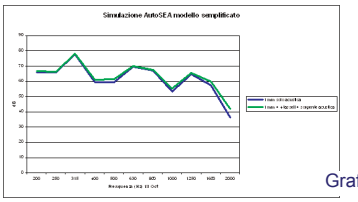


Grafico 8

La differenza teorica che ci si potrebbe attendere tra i pannelli della cofanatura realizzati con lamiere di spessore 1 mm e di 2.5 mm (raddoppio della massa) è di 6 dB; si vede invece che data la presenza della componente vibrazionale, il raddoppio della massa non comporta una maggiore efficienza di isolamento acustico

La differenza tra il pannello 2.5 mm e 1mm con componente vibrazione è minima sul risultato complessivo (dBA globale), è comunque maggiore alle basse frequenze. Un netto miglioramento può allora essere ottenuto con l'aggiunta di materiale di smorzamento sui pannelli e con il disaccoppiamento dal vassoio mediante supporti elastici particolarmente flessibili.

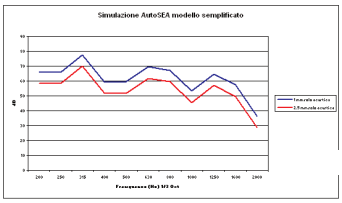


Grafico 9

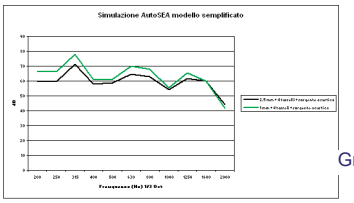


Grafico 10

Sedi operative in: EU, USA, ASIA

Sedi principali:

10051 Avigliana (TO)
Via Gandhi, 13
Tel.:+39.011.9348705
Fax:+39.011.9348703

35011 Campodarsego (PD)
Via Antoniana, 278
Tel.: +39.049.9200975
Fax: +39.049.9201239

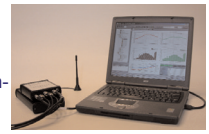
SCS Controlli e Sistemi
SCS euroAcoustic
SCS DETES
SCS AvinTech

Rappresentante - Sede locale:

www.scs-controlsys.com info@scs-controlsys.com

Dettagli di esecuzione.

Questo lavoro è stato condotto presso la ditta nel reparto sperimentale, un locale industriale senza particolari requisiti di tipo acustico e il macchinario era stato allestito in normali condizioni di funzionamento.

Per le misure e le analisi è stato utilizzato un sistema di acquisizione multicanale (microfoni e accelerometri) 01dB-Harmonie per l'acquisizione dei segnali di rumore e vibrazioni, e un sistema di registrazione audio con cuffia binaurale SCS 9010 per la registrazione dei segnali acustici e la simulazione acustica della soppressione di componenti in frequenza, al fine di meglio identificare le zone in frequenza di intervento.

Le simulaizoni a calcolo sono state condotte con un software di simulazione Autosea (distribuito da SCS Controlli e Sistemi) derivato da un modello FEM del chiller opportunamente semplificato, nel quale sono stati introdotti i valori caratteristici dei materiali espressi come modulo elastico, fattore di smorzamento, coefficiente di assorbimento acustico e perdita di trasmissione per isolamento, in bande da 1/3 d'ottava..