

Il rumore prodotto dagli impianti

5.1 Sorgenti del rumore

5.1.1 Ventilatori

La potenza sonora generata dai ventilatori può venire stimata accuratamente solo in base ai dati forniti dal costruttore, tenendo conto delle condizioni di lavoro della macchina. È tuttavia possibile darne una valutazione approssimativa utilizzando relazioni empiriche individuate dall'esame della produzione corrente, basate sull'impiego del *livello di potenza sonora specifica* K_w . Esso è definito come il livello di potenza generato da un ventilatore che sta pompando una portata di 1 l/s con una prevalenza di 1 Pa.

Sono stati raccolti dati abbastanza significativi su numerosi tipi di ventilatori e ciò ha consentito di stimare i valori di K_w in bande d'ottava di ventilatori funzionanti al punto di lavoro ottimale; si deve però ricordare che nello spettro di emissione è sempre presente una spiccata componente tonale, a una frequenza pari a quella di passaggio delle pale. È stato pertanto definito un fattore di incremento (BFI, *Blade Frequency Increment*) che va aggiunto allo spettro in corrispondenza di tale frequenza. La raccolta dei valori di K_w è riportata nella *tabella 12*; il livello di potenza effettivo si ottiene poi in base alla semplice relazione:

$$L_w = K_w + 10 \log \frac{Q}{0,472} + 20 \log \frac{P}{249} + C \quad (76)$$

dove Q è la portata in l/s, P è la prevalenza in Pa, e il termine correttivo C tiene conto della distanza delle condizioni operative dal punto di lavoro ottimale. I valori di C in funzione del coefficiente di rendimento relativo della macchina rispetto alle condizioni ottimali (rilevabile dalle curve caratteristiche del ventilatore) sono indicati nella *tabella 11*.

Si riporta, a titolo d'esempio, la stima del livello di potenza sonora di un ventilatore che deve pompare 4,15 m³/s (circa 15 000 m³/h) con una prevalenza di 373 Pa. Si sceglie un ventilatore che lavori in prossimità della massima efficienza (così C risulta zero), avente 24 pale e un regime di rotazione di 1170 giri/minuto. Pertanto la frequenza di passaggio delle pale è $1170/60 \times 24 = 468$ Hz, e cade entro la banda d'ottava di 500 Hz; il termine BFI andrà dunque aggiunto al livello di questa banda. Dalla *tabella 12* si deducono dunque questi valori di K_w :

f	63	125	250	500	1000	2000	4000
K_w	47	43	39	36+2	34	32	28

Applicando la relazione (76), si ricava infine che i livelli di potenza L_w sono pari ai livelli specifici K_w incrementati di 43 dB.

5.1.2 Sorgenti di turbolenza lungo i condotti

Sebbene i ventilatori siano la maggior sorgente di rumore negli impianti ad aria, essi non sono la sola sorgente. Il rumore aerodinamico è generato da giunzioni, curve, variazioni di sezione, saracinesche, casse di espansione, e anche da silenziatori e trappole acustiche.

Per quanto non siano disponibili trattazioni generali di questi fenomeni di generazione, per alcuni particolari componenti (gomiti, setti, giunzioni) è possibile stimare la produzione di potenza sonora; il procedimento di stima della rumorosità prodotta da questi componenti è rintracciabile in letteratura.

Per altri componenti si deve usualmente far riferimento ai dati forniti dai costruttori. I problemi sono rilevanti solo in caso di velocità elevate e brusche variazioni di sezione, situazioni che vanno comunque evitate. La produzione del tipico rumore di "rombo" nei condotti avviene solitamente a causa di brusche variazioni di sezione nella zona subito a valle del ventilatore, come mostrato nella *figura 107*.

5.1.3 Bocchette di distribuzione

Il livello di potenza sonora generato da un diffusore o da una griglia non dipende soltanto dalla portata d'aria emessa e dal profilo dello sbocco, ma anche dalla configurazione del condotto che lo alimenta. I produttori di questi componenti garantiscono determinati spettri di emissione sonora quando il diffusore è alimentato come raccomandato, cioè con una distribuzione uniforme di velocità attraverso il canale di alimentazione. Si possono verificare aumenti di rumorosità pari 10-20 dB se queste condizioni non vengono rispettate, a causa di imbocchi mal disegnati, come mostrato dalla *figura 108*.

L'inserimento di una griglia equalizzatrice o di gomiti con setti curvati consente di ridurre nettamente questi effetti negativi, attenuando anche il rumore proveniente dal ventilatore.

Una seconda causa di incremento di rumorosità è la presenza di saracinesche a setti multipli in prossimità dello sbocco per la modulazione della portata in volume; in particolare, in questo caso è critica la posizione della saracinesca rispetto alla bocchetta (*fig. 109*): tanto più i setti orientabili sono vicini allo sbocco, tanto maggiore è l'incremento di rumorosità prodotto.

Vi sono infine da considerare le unità terminali dotate di ventilatore, che tendono a produrre livelli di rumore sovente inaccettabili. Esse possono venire impiegate con successo solo seguendo questi accorgimenti:

- installare queste unità al di sopra di un controsoffitto con buone proprietà acustiche, evitando di posizionare le bocchette di recupero in vicinanza del ventilatore;
- installare, se possibile, terminali con ventilatore solo in ambienti di servizio, corridoi, bagni etc.
- il funzionamento intermittente del ventilatore solitamente è molto più disturbante del funzionamento continuo;
- la velocità del ventilatore dovrebbe essere la minima consentita dalla portata da trattare; può essere conveniente adottare terminali sovradimensionati, in modo da poterli far funzionare al minimo;
- la pressione statica entro il dispositivo deve essere la minima possibile;
- è usualmente benefica l'installazione di condotti di ritorno a gomito rivestiti internamente di fonoassorbente;
- è possibile ridurre il rumore irradiato dalla parte inferiore della cassa con rivestimenti smorzanti ("antirombo") o di appesantimento della parete inferiore.

5.1.4 Rubinetterie e componenti idraulici

La progettazione dell'impianto idrico e di riscaldamento dell'edificio viene usualmente effettuata senza tenere in considerazione le problematiche acustiche, che in effetti insorgono soltuariamente. Come regola generale si può affermare che, in un impianto ben progettato, mantenendo bassa la velocità dell'acqua (cosa economicamente conveniente, vista la ridotta incidenza del costo del tubo sul costo complessivo dell'impianto) e installando tutte le tubazioni entro cappellette di materiale isolante di adeguato spessore, si evitano alla fonte tutti i problemi.

Volendo analizzare più in dettaglio la situazione, si può osservare che la sorgente comune di rumorosità è dovuta alla turbolenza; pertanto le componenti potenzialmente più rumorose sono le rubinetterie e i wc. Ormai i rubinetti miscelatori di buona qualità rispondono a precisi requisiti di silenziosità, dettati soprattutto dalla normativa tedesca DIN. I wc, viceversa, possono dare luogo a rumore sia durante la fase di scarico, sia durante quella di successivo riempimento, poiché le cassette sono sovente realizzate artigianalmente con subcomponenti di bassa qualità. L'ado-

Tab. 11 Fattore di correzione C per funzionamento lontano dal punto ottimale

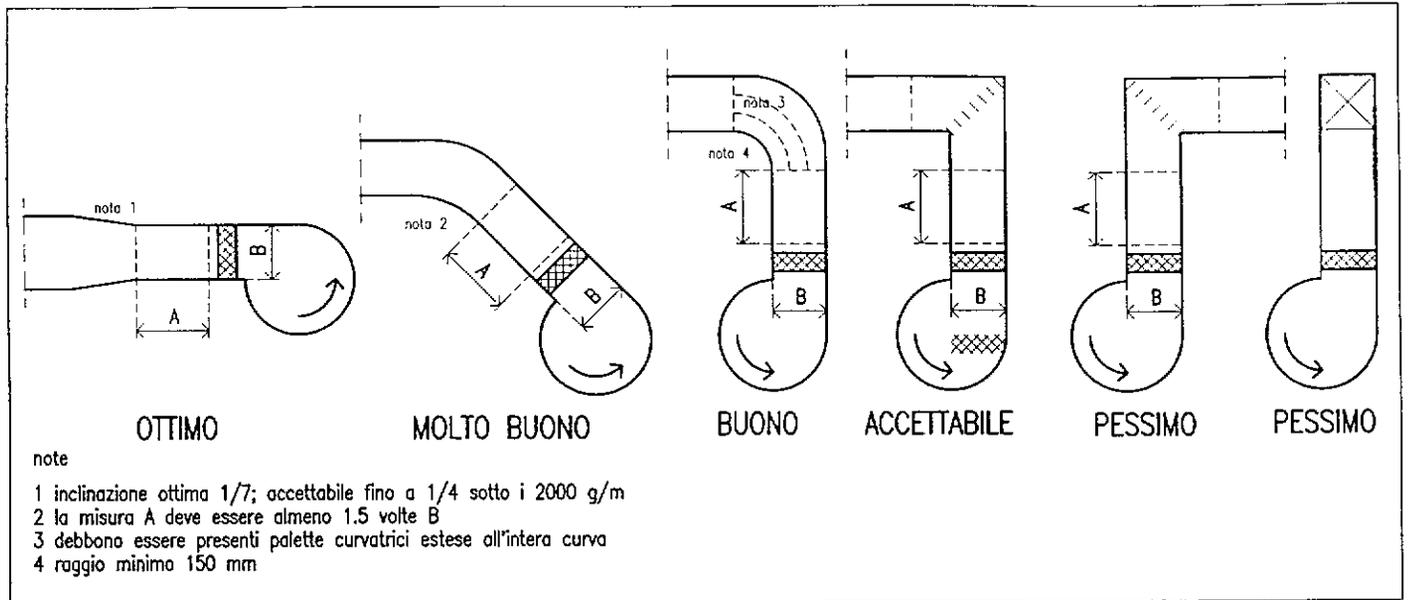
EFFICIENZA STATICA % del valore assoluto	FATTORE DI CORREZIONE (dB)
90 ÷ 100	0
85 ÷ 89	3
75 ÷ 84	6
65 ÷ 74	9
55 ÷ 64	12
50 ÷ 54	15

Tab. 12 Livelli di potenza sonora emessi attraverso la bocca di aspirazione o di scarico e incrementi per frequenza delle pale (BFI) per vari tipi di soffianti

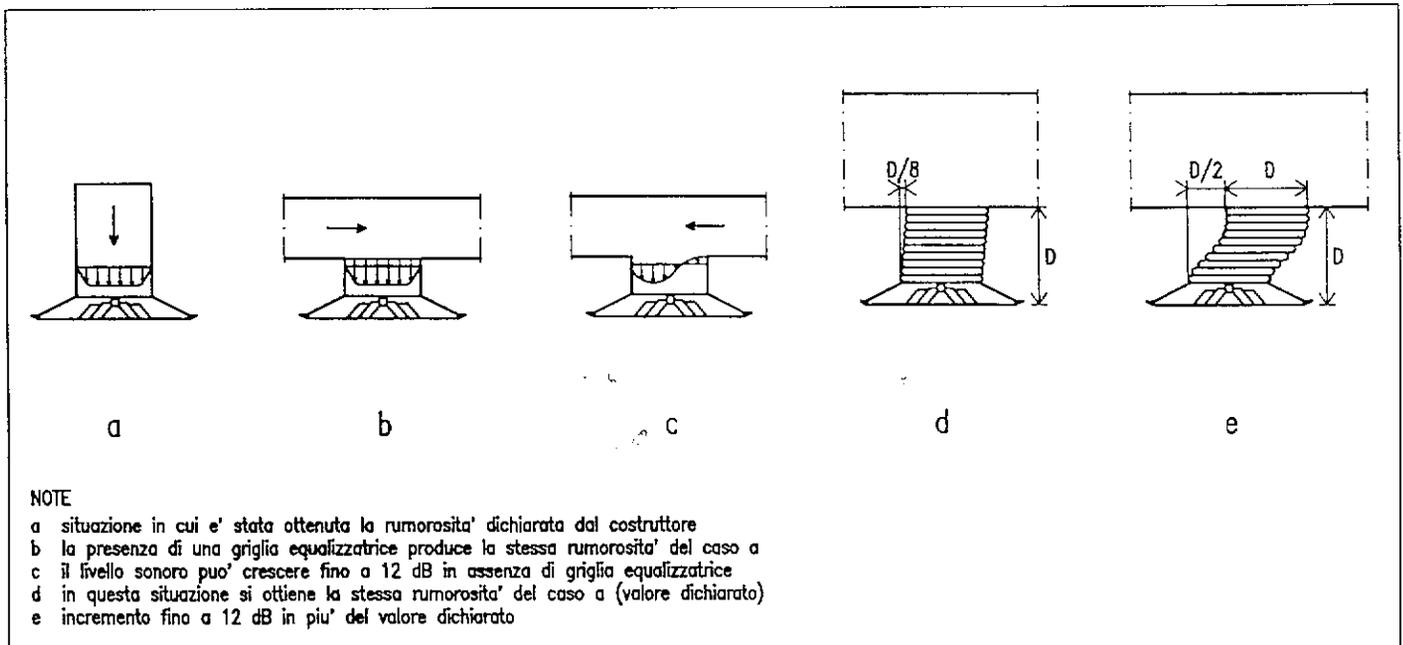
TIPO DI SOFFIANTE	DIAMETRO DELLA GIRANTE	FREQUENZA (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	BFI
CENTIFUGA - airfoil, curvato all'indietro inclinato all'indietro	> 900 mm	32	32	31	29	28	23	15	3
	< 900 mm	36	38	36	34	33	28	20	
- curvato in avanti	tutti	47	43	39	36	34	32	28	2
- pale radiali	> 1000 mm	45	39	42	39	37	32	30	8
- soffiante a pressione	500 ÷ 1000 mm	55	48	48	45	45	40	38	8
	< 500 mm	63	57	58	50	44	39	38	8
PALE ASSIALI	> 1000 mm	39	36	38	39	37	34	32	6
	< 1000 mm	37	39	43	43	43	41	28	6
ASSIALE	> 1000 mm	41	39	43	41	39	37	34	7
	< 1000 mm	40	41	47	46	44	43	37	7
AD ELICA - torri di raffreddamento	tutti	48	51	58	56	55	52	46	5

NOTA

Aggiungere 3 dB ai valori per avere il livello totale di potenza irradiata (aspirazione + scarico)



107



108

POSIZIONE DELLA SARACINESCA	RAPPORTO DI PRESSIONE = PRESSIONE A SARACINESCA CHIUSA PRESSIONE A SARACINESCA APERTA					
	1.5	2	2.5	3	4	6
A. nel collo di un diffusore lineare	5	9	12	15	18	24
B. nell'imbocco del canale laterale di mandata	2	3	4	5	6	9
C. nel condotto di mandata ad almeno 1.5 m dallo sbocco	0	0	0	2	3	5

1.5 m
A
B
C

109

zione di wc a flussometro consente di evitare la rumorosità della fase di riempimento, ma quella in fase di scarico rimane elevata.

Poiché la rumorosità del vaso è considerata molto disturbante dagli occupanti gli appartamenti limitrofi, è bene prendere ulteriori precauzioni per evitarne la propagazione:

- le stanze da bagno non dovrebbero mai confinare con appartamenti limitrofi, e in particolare mai con stanze da letto di vicini;
- il wc dovrebbe essere collocato il più vicino possibile alla colonna di scarico, evitando lunghe braghe orizzontali;
- lo scarico dovrebbe comunque risultare svincolato dalle strutture murarie, mediante interposizione di materiale elastico;
- evitare di collocare stanze da bagno sopra locali che non siano altre stanze da bagno o locali non d'abitazione.

Essendo i componenti idraulici prodotti in grande serie, è ormai pratica generalizzata dei costruttori fornire dati sulla rumorosità dei loro prodotti, ottenuti solitamente in base alla già citata normativa DIN.

5.1.5 Centrali termiche

La principale sorgente di rumore presente in una centrale termica è costituita dal bruciatore e dal connesso rumore di combustione. Solitamente non ci sono problemi per impianti medio-piccoli alimentati a gas. Viceversa, gli impianti a combustibile liquido sono solitamente piuttosto rumorosi, in particolare quelli di vecchia costruzione, con presa d'aria secondaria aperta verso la camera di combustione. Analizzando in dettaglio le sorgenti di rumore, si trovano:

- ventilatore dell'aria di combustione primaria;
- sistema di polverizzazione e iniezione del combustibile;
- rumore di combustione.

La rumorosità del ventilatore può venire trattata in base a quanto illustrato al punto 5.1.1 e non ci sono usualmente grosse possibilità di intervento. In caldaie con solo aria primaria, questo è il rumore predominante emesso verso l'esterno.

Il sistema di polverizzazione può venire realizzato con diversi dispositivi, ma diviene molto rumoroso solo nel caso di impiego di combustibili particolarmente viscosi quali l'olio combustibile. Esso viene irradiato verso l'esterno in maniera significativa se il bruciatore non è dotato di cofano insonorizzato, mentre nelle caldaie più recenti esso risulta sempre almeno parzialmente schermato.

Il rumore di combustione deriva dalla vorticosità entro la fiamma e dalle microesplosioni delle gocce di combustibile. Solitamente rimane confinato entro la camera di combustione ed esce solo attraverso la presa d'aria secondaria (che è bene evitare) o il camino.

Il camino deve essere considerato a tutti gli effetti un condotto di evacuazione e pertanto va isolato acusticamente come illustrato nel successivo punto 5.3. Solitamente, infatti, questa è la via principale di propagazione del rumore della centrale termica verso i locali disturbati.

5.1.6 Ascensori

La rumorosità degli ascensori trae origine da tre fonti:

- rumorosità prodotta dagli organi di sollevamento, situati usualmente in cima al pozzetto dell'ascensore o alla base dello stesso;
- rumorosità di scorrimento della cabina sulle guide;
- rumori impulsivi generati dagli organi elettromeccanici di controllo dell'ascensore e delle porte ai piani.

L'eliminazione alla fonte di queste sorgenti di rumore è possibile impiegando componenti moderni e di elevata qualità, installando le macchine in un ambiente idoneo, su una adeguata base inerziale sospesa elasticamente, e acusticamente insonorizzato. Le guide di scorrimento debbono incorporare materiali resilienti, e non devono dar luogo a "giochi". Infine, gli organi meccanici situati ai piani debbono funzionare senza scatti (oggi esistono sensori senza contatti) e le porte ad apertura automatica (se esistono) debbono essere dotate di opportuni accorgimenti antirumore.

Essendo oggi l'installazione di ascensori effettuata unicamente da ditte altamente specializzate, il progettista non può solitamente intervenire in alcun modo sulla scelta dei componenti e dei particolari. Pertanto le uniche regole valide di progettazione consistono nel predisporre il vano macchine e il pozzetto con adeguati requisiti di fonoisolamento (pareti in calcestruzzo pieno di elevato spessore, pavimento galleggianti ecc.), e nel prevedere l'installazione di un ascensore di buona qualità

5.2 Propagazione del rumore degli impianti

5.2.1 Propagazione entro le canalizzazioni

I condotti sono sovente una via privilegiata per la propagazione del rumore prodotto dagli impianti: sono connessi infatti direttamente con le principali fonti di rumore e ne consentono la propagazione con attenuazioni molto modeste.

L'adozione di opportuni interventi insonorizzanti è dunque solitamente indispensabile per ridurre tale propagazione. Occorre però distinguere tra interventi di *isolamento* e interventi di *assorbimento*: lo scopo dei primi è quello di evitare l'uscita del rumore attraverso le pareti del condotto, mentre lo scopo dei secondi è quello di bloccare e dissipare l'energia sonora che si sta propagando entro l'impianto.

Negli interventi di isolamento si deve considerare anzitutto che le pareti dei condotti sono dotate di un certo potere fonoisolante R , variabile con la frequenza e direttamente proporzionale alla massa della parete stessa. Nella *figura 110* è riportato l'andamento spettrale del potere fonoisolante di un condotto circolare. Esistono dati sperimentali del potere fonoisolante di condotti sia rettangolari, sia rotondi, che consentono di operare previsioni abbastanza attendibili. Come concetto generale, si osserva che alle basse frequenze si ha un elevato isolamento dovuto alla rigidità della struttura, mentre alle alte frequenze si ha l'effetto isolante della massa. Pertanto i condotti circolari, che sono molto più rigidi di quelli rettangolari, a parità di spessore, danno luogo a un isolamento migliore alle basse frequenze. Vanno tenuti in considerazione anche gli effetti delle risonanze acustiche entro la cavità, che non dovrebbero mai coincidere con la frequenza di passaggio delle pale del ventilatore.

La propagazione del suono lungo condotti non rivestiti internamente avviene solitamente con attenuazioni molto modeste: per condotti circolari, si va da 0,1 dB/m al di sotto dei 1000 Hz fino a 0,3 dB/m ad alta frequenza. Per condotti rettangolari i valori di attenuazione sono riportati nella *tabella 13*. Quando un condotto si biforca, o è soggetto a diramazioni, la potenza sonora si suddivide circa allo stesso modo della portata d'aria; in questi casi si deve tenere presente tuttavia l'ulteriore generazione di rumore, come notato già al punto 5.1.2.

Fig. 107 Diverse condizioni di collegamento di un ventilatore in relazione alla rumorosità prodotta.

Fig. 108 Effetti di diversi modi di installare una bocchetta.

Fig. 109 Decibel da aggiungere ai valori dichiarati per i diffusori in presenza di saracinesche parzialmente chiuse.

Fig. 110 Andamento tipico in frequenza del potere fonoisolante della parete di un condotto circolare.

Fig. 111 Curve RC (Room Criterion) per ottimizzare la rumorosità di un impianto in termini di spettro ben bilanciato.

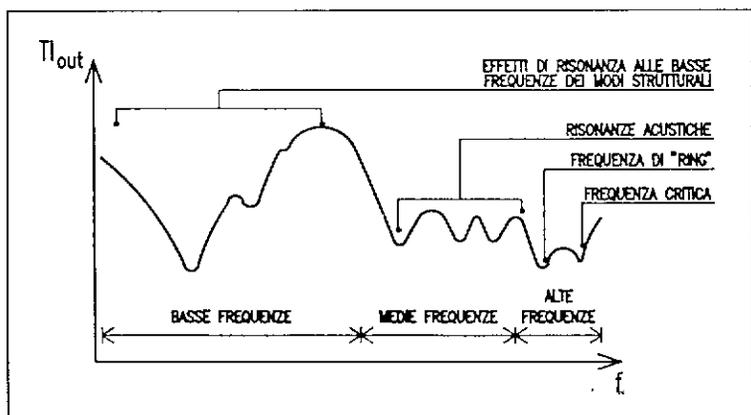
Fig. 112 Come ottenere uno spettro ben bilanciato mediante accurata selezione di bocchette di emissione e di un adeguato silenziatore per il ventilatore.

Fig. 113 Frequenze predominanti di emissione di vari tipi di equipaggiamento meccanico ed elettrico.

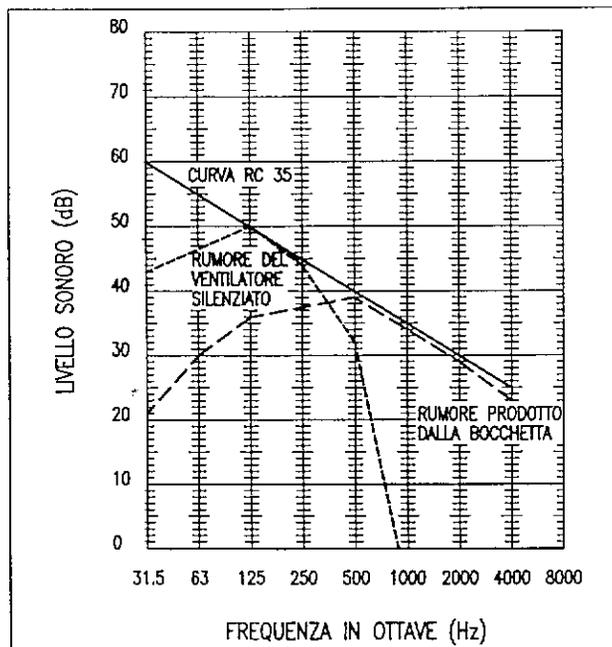
Tab. 13 Attenuazione naturale (approssimata) in condotti dritti metallici non rivestiti

RAPPORTO s/A mm/mm ²	FREQUENZA DI CENTRO BANDA (Hz)		
	63	125	250 e oltre
	attenuazione in dB/m ^(a)		
> 0.012	0	0.98	0.33
0.005 ÷ 0.012	0.98	0.33	0.33
< 0.005	0.33	0.33	0.33

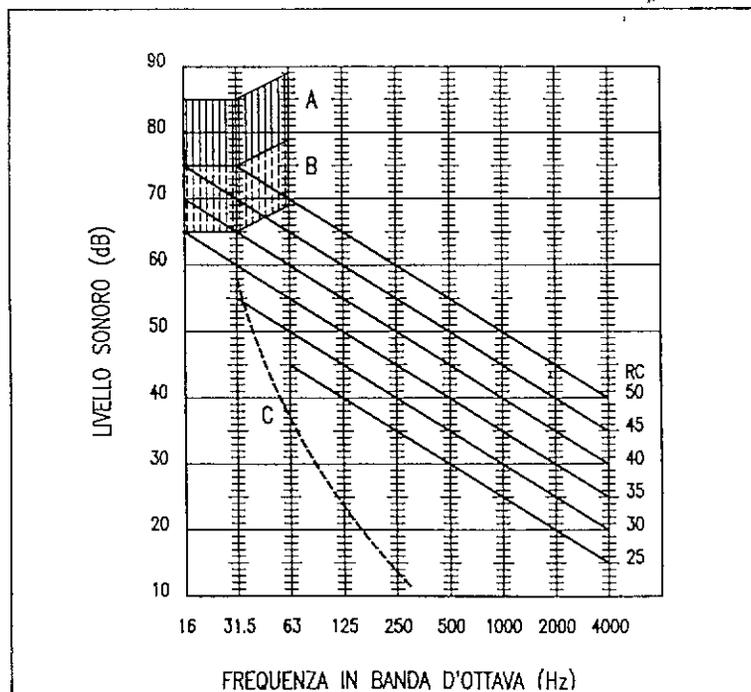
(a) raddoppiare questi valori se il condotto e' isolato esternamente



110



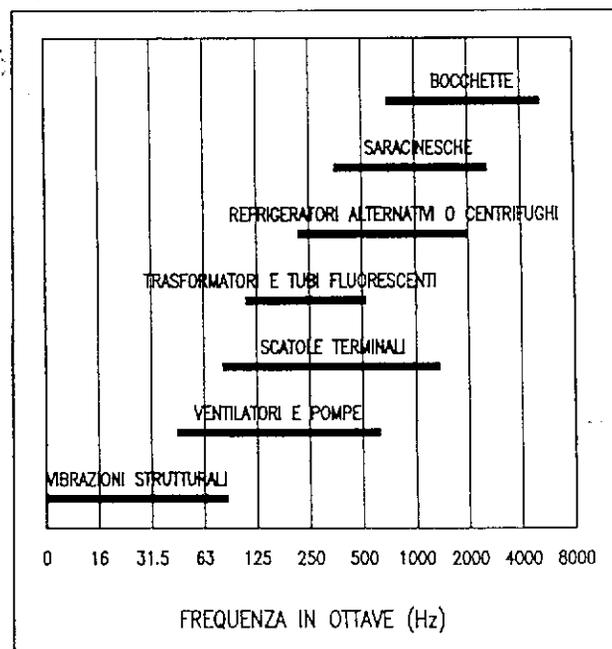
112



NOTE

- A regione in cui si possono avvertire con alta probabilita' rumori prodotti dalle vibrazioni in pareti leggere e serramenti
- B regione in cui possono verificarsi i fenomeni di tipo A con probabilita' limitata
- C regione sotto la soglia dell'udibile per rumore continuo

111



113

Tab. 14 Valori ottimali suggeriti per la progettazione di sistemi di riscaldamento, condizionamento e ventilazione (valori RC o NC)

DESTINAZIONE D'USO DEI LOCALI	RANGE DI VALORI RC O NC RACCOMANDATI
1. RESIDENZE PRIVATE ISOLATE	25 ÷ 30
2. APPARTAMENTI IN CONDOMINIO	25 ÷ 30
3. HOTELS/MOTELS	
a. camere o suites singole	30 ÷ 35
b. sale da banchetto o per meetings	25 ÷ 30
c. hall, corridoi, logge	35 ÷ 40
d. aree di servizio	40 ÷ 45
4. UFFICI	
a. dirigenti	25 ÷ 30
b. sale per conferenze	25 ÷ 30
c. privati	30 ÷ 35
d. aree tipo "open-plan"	35 ÷ 40
e. sale con computers	40 ÷ 45
f. circolazione pubblica	40 ÷ 45
5. OSPEDALI E CLINICHE	
a. camere private	25 ÷ 30
b. corsie	30 ÷ 35
c. sale operatorie	35 ÷ 40
d. corridoi	35 ÷ 40
e. aree pubbliche	35 ÷ 40
6. CHIESE	25 ÷ 30 ^b
7. SCUOLE	
a. aule e classi	30 ÷ 35
b. aule tipo "open-plan"	30 ÷ 35 ^b
8. BIBLIOTECHE	35 ÷ 40
9. SALE DA CONCERTO	b
10. TEATRI PER PROSA	b
11. STUDI DI REGISTRAZIONE	b
12. CINEMATOGRAFI	30 ÷ 35
13. LABORATORI CON CAPPE PER I FUMI	c

NOTA

questi valori si riferiscono ad ambienti non occupati, con tutti gli impianti in funzione.^(a)

a. i valori indicati possono essere aumentati di 5 dB quando il costo dell'impianto deve essere mantenuto basso o quando il rumore proveniente da altre sorgenti rappresenta una condizione limitante.

b. e' necessario consultare un esperto in acustica per lo studio dei problemi di queste aree particolarmente critiche.

c. vedere appositi dati sulla bibliografia

5.2.2 Propagazione per via solida

La propagazione del rumore per via solida può causare la comparsa di disturbi anche a distanza notevole dalla fonte. A parte la propagazione attraverso le strutture edilizie, comune anche a tutti gli altri rumori, si considera qui soprattutto l'effetto della propagazione lungo tubazioni e condotti. Infatti, se le pareti metalliche vengono poste in vibrazione, possono trasmettere energia a distanze considerevoli, anche se il campo acustico all'interno del condotto è stato ampiamente ridotto, e possono dare luogo a radiazione acustica se trovano vaste superfici disposte ortogonalmente alla direzione del moto della struttura.

Anche componenti solitamente poco rumorosi, come le pompe, possono dar luogo ad emissione acustica per effetto della propagazione strutturale.

L'energia può propagarsi nelle strutture sotto diverse forme: oltre alle onde di compressione longitudinali (onde acustiche), si ha propagazione di onde flessionali e di taglio. Nelle strutture snelle risulta particolarmente evidente l'effetto delle onde flessionali, che possono più facilmente dare luogo a radiazione acustica. La propagazione a grandi distanze avviene solitamente solo in materiali aventi basso smorzamento, come l'acciaio.

Per interrompere la propagazione di un certo tipo di onda occorre prevedere un giunto elastico che permetta il movimento corrispondente al modo di propagarsi: per bloccare un'onda di compressione è necessario un giunto che consenta lo scorrimento assiale, mentre per bloccare l'onda flessionale è necessario un giunto che consenta la rotazione.

Entro certi limiti si può identificare il cammino percorso e la modalità di propagazione in base al tempo di propagazione di un disturbo dalla sorgente al punto disturbato, osservando che la velocità di propagazione delle onde longitudinali è costante (circa 5000 m/s nell'acciaio), mentre è variabile con la frequenza per le onde flessionali e di taglio, restando comunque sempre su valori nettamente più bassi. L'individuazione della sorgente è resa agevole, nel caso degli impianti, dalla possibilità di metterli in funzione o arrestarli separatamente, finché non viene identificata la particolare apparecchiatura correlata con la comparsa del disturbo. Si può dunque intervenire sulla linea di propagazione, sulla sorgente, o su entrambe.

In alcuni casi risulta viceversa più agevole intervenire sulla radiazione acustica dovuta alle parti vibranti; per esempio, una tubazione con staffe troppo distanti può andare in vibrazione e installando un maggior numero di punti

di fissaggio si può eliminare la radiazione acustica, sebbene probabilmente in questo modo aumentino le forze trasmesse ai supporti.

5.3 Tecniche di controllo del rumore degli impianti

5.3.1 Obiettivi del controllo del rumore
Parrebbe ovvio pensare che l'obiettivo del controllo del rumore prodotto dagli impianti sia la sua riduzione a oltranza; viceversa, in molti casi questa non è la soluzione preferibile, poiché così facendo si finisce spesso per attenuare fortemente le frequenze medio-alte e lo spettro residuo, pur dando luogo a un valore ponderato A molto basso, risulta più sgradevole di un rumore più forte, ma dallo spettro ben bilanciato.

Lo scopo del controllo del rumore deve pertanto essere il raggiungimento di uno spettro ottimale, rappresentato da una certa fascia di tolleranze, essendo considerati negativamente risultati situati al di fuori di questa fascia, sia superiori che inferiori.

Questo criterio di progetto viene raggiunto adottando il sistema delle curve RC (*Room Criteria*), come suggerito dall'ASHRAE (fig. 111): lo spettro di rumorosità esistente negli ambienti deve essere situato in un range di ± 2 dB rispetto alla curva raccomandata. La tabella 14 fornisce indicazioni sulla curva RC ottimale a seconda della destinazione d'uso dell'ambiente. Si osserva che vi sono ambienti nei quali è richiesto un certo rumore di fondo per mascherare altre attività che vi si svolgono (esempio tipico sono gli uffici *open-plan*). Le raccomandazioni ASHRAE consentono di elevare i limiti al max di 5 dB, nel caso che rumore di altra fonte si sovrapponga a quello prodotto dall'impianto.

Lo spettro desiderato può essere ottenuto con l'accorta scelta dei componenti: si può per esempio bilanciare la forte emissione a bassa frequenza di un ventilatore con un dispositivo diffusore avente maggior emissione alle alte frequenze, come indicato nella figura 112. Si riportano altresì, a titolo di indicazione, i campi di frequenze ove avviene la massima emissione di diversi dispositivi impiegati negli impianti (fig. 113).

Il sistema delle curve RC è del tipo prestazionale ed è in netto contrasto con quanto previsto dall'attuale normativa UNI 8199, che prevede viceversa la valutazione in dB(A) del rumore prodotto dagli impianti, con penalizzazione per rumori intermittenti o tonali, e limitazione del valore massimo secondo un criterio *differenziale* rispetto al rumore residuo misurato a impianto fermo. Di fatto la normativa italiana è molto più stringente per il progettista di quella statuni-

tense, ma non è detto che il risultato sia migliore dal punto di vista del comfort acustico. Comunque dover progettare un impianto che risponda alla norma UNI 8199 è assai problematico, se il rumore di fondo è basso, e impedisce di fatto soluzioni tecniche quali gli impianti ad alta velocità o le unità terminali con ventilatore incorporato.

La situazione è decisamente diversa per gli impianti a funzionamento saltuario, come quelli idrosanitari o gli ascensori. In questo caso è evidente che meno questi fenomeni vengono avvertiti, meglio è: il criterio differenziale pare pertanto adeguato e il rispetto della norma UNI è sicura garanzia di comfort acustico. Si deve tuttavia tenere presente che la scala dei dB(A) non dà giusto risalto ad alcuni fenomeni a frequenze molto basse che danno luogo a disturbo per le persone, pur essendo di modesto significato nelle misure fonometriche. Ciò risalta soprattutto nel caso manchi un'adeguata componente sonora mascherante alle frequenze più alte.

5.3.2 Scelte progettuali preferibili

Al di là della progettazione dei singoli componenti, che riveste grande importanza nel miglioramento delle prestazioni acustiche ma che di fatto è lasciata ai progettisti meccanici di tali componenti, risulta rilevante l'accurata scelta dei componenti stessi da parte del progettista dell'organismo edilizio.

Normalmente la progettazione di un impianto parte da un'esigenza primaria da assolvere: riscaldare o climatizzare un ambiente, illuminarlo, ventilarlo, trasportare le persone, garantire il funzionamento degli apparecchi sanitari ecc. Si suppone di non poter intervenire in alcun modo su tali dati di progetto. Per assolvere a una data esigenza sono usualmente disponibili varie soluzioni tecniche: si può pensare a un impianto di riscaldamento a termosifoni, a pannelli; a ventilconvettori ad aria ecc. Ciascuno di questi impianti darà diversi risultati e la problematica acustica deve dunque entrare con pari peso nei criteri di scelta dell'impianto.

Stabilito il tipo di impianto e la sua distribuzione generale, si tratta poi di dimensionare i componenti e di individuare sul mercato i prodotti più vicini alle richieste progettuali. È in questa fase che si possono conseguire i risultati più evidenti, o viceversa fare errori irreparabili. In particolare vanno sempre evitati:

- passaggi di canalizzazioni invase dal rumore in ambienti da mantenere silenziosi;
- impianti ad aria ad alta velocità;
- raccordi a spigolo vivo, labbri taglianti rivolti al flusso di liquidi e gas;

- installazione di compressori, motori elettrici o similari, appoggiati semplicemente su un solaio sovrastante locali abitati;
- scelta di ventilatori o pompe che lavorino lontano dal punto ottimale;
- adozione di tubazioni o canali troppo piccoli;
- adozione di rubinetterie di bassa qualità.

Analogamente vi sono soluzioni progettuali consigliabili:

- impiego di ventilatori radiali con pale curvate indietro;
- impiego di canalizzazioni circolari anziché quadrate;
- coibentazione dei condotti e delle tubazioni;
- rivestimento della coibentazione esterna con uno strato di materiale ad alta densità;
- installazione dei motori, dei compressori ecc. su basi d'inerzia opportunamente sospese;
- riduzione delle propagazioni per via strutturale con opportuni manicotti e snodi;
- impiego di componenti certificati e/o prodotti da costruttori in grado di fornire seri dati di emissione acustica;
- eliminazione dei sistemi funzionanti a intermittenza e loro sostituzione con sistemi a regolazione graduale;
- installazione di tutti i macchinari in locali a ciò predisposti, dotati di buon isolamento acustico.

5.3.3 Attenuazione del rumore nei condotti

Per ridurre la propagazione di rumore entro le condutture dell'aria si possono usare i seguenti accorgimenti:

- rivestire con materiale fonoassorbente i cavedi di aspirazione e di scarico, onde ottenere un buon effetto fonassorbente;
- coibentare internamente le condutture con materiale poroso, che serva anche come isolante termico: ciò richiede la maggiorazione del condotto metallico per garantire la giusta area netta di passaggio;
- collocare il materiale fonoassorbente il più possibile vicino ai gomiti per trarre beneficio dall'effetto combinato delle riflessioni e dell'assorbimento;
- installare attenuatori prefabbricati, che contengono pannelli perforati dalla forma appositata, riempiti di materiale fonoassorbente.

L'attenuazione ottenibile da un caveo rivestito di materiale fonoassorbente può essere dedotta teoricamente, con buona precisione. Solitamente questo semplice accorgimento, situato a valle di un ventilatore, ne attenua in modo più che sufficiente la rumorosità.

Analogamente è possibile calcolare

l'attenuazione in dB/m per un condotto rivestito di materiale fonoassorbente, e sono disponibili dati sperimentali per le sezioni di impiego più comune. L'attenuazione è tanto maggiore quanto più è ridotta la sezione del canale e quanto più è spesso il rivestimento fonoassorbente; si va da parecchi dB/m (anche 30 ad alta frequenza) per canali da 100 x 100 mm con 50 mm di fonoassorbente, fino a meno di 1 dB/m per canali molto grandi e con fonoassorbente sottile. È particolarmente sensibile l'attenuazione ottenuta dal rivestimento dei gomiti; la *tabella 16* fornisce dati empirici sull'attenuazione del rumore tramite gomiti rivestiti al variare della frequenza.

La scelta di un silenziatore prefabbricato va fatta utilizzando i dati forniti dal costruttore che, solitamente, sono ben dettagliati (questo è l'unico componente dell'impianto che ha solo funzioni acustiche).

Un ultimo effetto di riduzione della rumorosità propagantesi entro i condotti si ha per riflessione degli sbocchi (effetto RAM): se un condotto sbucca liberamente (senza diffusore) in un ambiente molto più grande, dopo un tratto rettilineo e indisturbato di lunghezza pari a alcuni diametri, una rilevante porzione del rumore a bassa frequenza viene riflesso dallo sbocco entro il condotto, e non emerge pertanto nel locale. La *tabella 15* riporta i dati dell'attenuazione del rumore per riflessione terminale di condotti di vari diametri.

5.3.4 Riduzione della trasmissione strutturale per mezzo di elementi elastici

Il controllo delle vibrazioni trasmesse per via solida e della conseguente reirradiazione acustica è basato sull'impiego di isolatori delle vibrazioni, concettualmente schematizzabili con sistemi molla-massa (-smorzatore), caratterizzati da una certa *trasmissibilità delle forze T*: essa è unitaria a bassa frequenza, cresce fino a un massimo in corrispondenza della frequenza di risonanza e discende poi bruscamente, divenendo minore di 1 (e dando quindi luogo a un effetto isolante) a partire da una frequenza pari a 1,4 volte quella di risonanza, come mostrato nella *figura 114* per una molla perfetta priva di smorzamento.

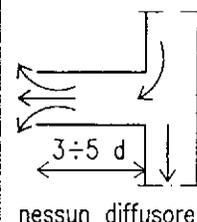
La corretta progettazione di un dispositivo isolante è dunque basata sulla determinazione della frequenza di risonanza del sistema massa-molla, che deve essere notevolmente più bassa della frequenza della sollecitazione. La progettazione è molto semplice per quei dispositivi che operano a un preciso regime di rotazione, come compressori o motori elettrici: è infatti nota sia la

Tab. 15 Riduzione del livello di rumore per riflessione terminale (effetto RAM)

DIAMETRO (mm)	FREQUENZE DI CENTRO BANDA (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125÷250	0	0	1	2	3	4	6	8
260÷510	0	1	2	3	4	6	8	10
520÷1020	1	2	3	4	5	6	8	10
1030÷2030	2	3	4	5	6	8	10	12

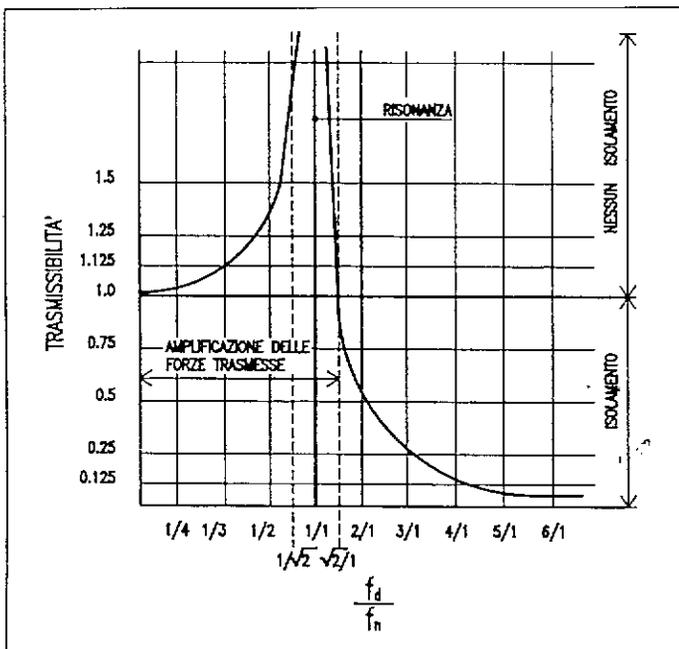
Tab. 16 Attenuazione del rumore ottenuta tramite gomiti rivestiti

LUNGHEZZA MEDIA DEL CONDOTTO (mm)	FREQUENZE DI CENTRO BANDA (Hz)				
	63	125	250	500	1000
150	18 dB	12 dB	8 dB	4 dB	1 dB
200	16	11	6	2	0
250	14	9	5	1	0
300	13	8	4	1	0
400	11	6	2	0	0
500	9	5	1	0	0
600	8	4	1	0	0
700	7	3	1	0	0
800	6	2	0	0	0
900	5	1	0	0	0
1200	4	1	0	0	0
1800	1	0	0	0	0



NOTA
questa tabella vale solo per questo sistema

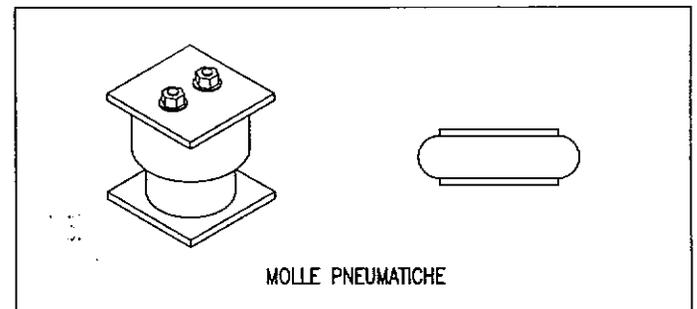
Fig. 114 Trasmissibilità delle vibrazioni in funzione del rapporto fra frequenza di eccitazione e frequenza propria (f_d/f_n).
 Fig. 115 Isolatori delle vibrazioni.



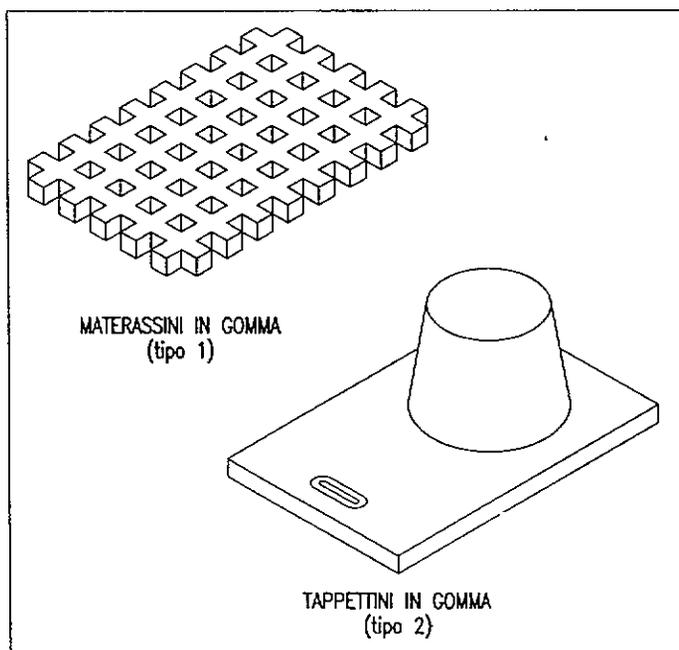
114



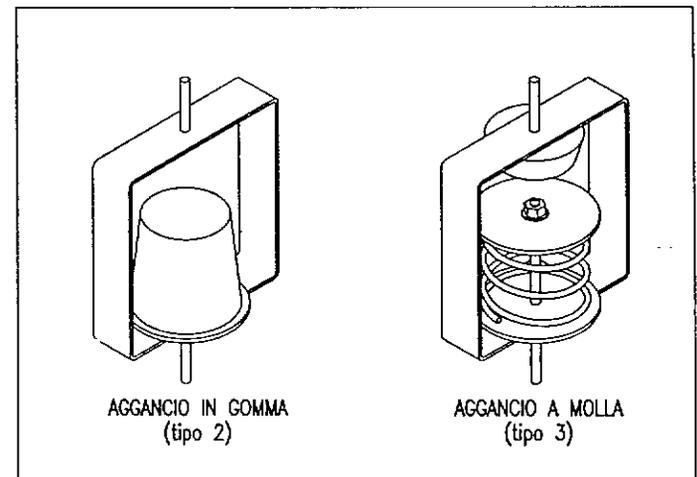
115 b



115 c



115 a



115 d

frequenza della sollecitazione (regime di rotazione), sia la massa del sistema. Si tratta dunque semplicemente di scegliere gli isolatori con la giusta cedevolezza, e ciò è molto semplice utilizzando gli stessi cataloghi forniti dai produttori di *silent-blocks*, o molle di sostegno. Incrementare la massa del sistema riduce la trasmissibilità solo perché aumenta lo schiacciamento degli isolatori; se essi vengono rimpiazzati con altri più rigidi, in modo che il cedimento statico rimanga lo stesso, anche la trasmissibilità torna quella di prima.

Stabilito dunque il corretto cedimento statico, occorre definire il tipo e il sistema di fissaggio degli isolatori: le *figure 115 e 116* forniscono indicazioni a questo riguardo. L'adozione di una base d'inerzia serve, a parità di cedimento statico, a ridurre i movimenti dinamici della macchina, semplificando i problemi di collegamento delle tubazioni e limitando così la generazione di onde meccaniche in esse.

Per quanto riguarda i dispositivi da mettere in opera per svincolare le tubazioni, le *figure 117-119* mostrano alcuni esempi. Le *figure 120 e 121* illustrano la interposizione di un sovratubo flessibile nell'attraversamento dei muri. In questi casi non si opera come nella progettazione dei sistemi isolanti delle macchine ed è facile che alcune componenti finiscano con l'andare in risonanza. In questa circostanza è usualmente sufficiente montare dispositivi più cedevoli, o aumentare la massa sospesa, per spostare a sufficienza la frequenza di risonanza.

Esistono infine dispositivi atti a bloccare la propagazione delle onde meccaniche lungo le tubazioni, costituiti per lo più da manicotti flessibili (*fig. 122*).

5.3.5 Isolamento delle pareti di locali tecnici

Si è già detto che tutte le apparecchiature potenzialmente rumorose dovrebbero essere collocate in locali progettati allo scopo, con buon isolamento acustico, e posizionati lontano dai locali potenzialmente più disturbabili. Per quanto riguarda i requisiti di isolamento, si deve tenere conto che raramente il rumore da isolare si presenta come semplice sorgente sonora aerea: tipicamente gli impianti tendono a propagare il suono tramite le condutture e le altre connessioni meccaniche. Pertanto non è detto che un determinato livello di isolamento ai rumori aerei garantisca lo stesso effetto con la rumorosità prodotta dagli impianti.

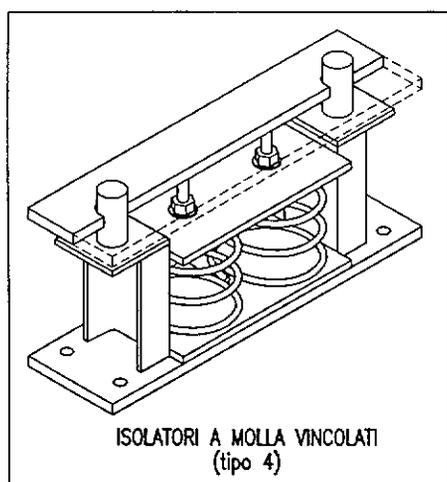
Un accorgimento spesso utilizzato nei vani tecnici collocati sopra a locali abitabili è la realizzazione di un pavimento galleggiante (*fig. 123*). Occorre pre-

stare attenzione al fatto che il pavimento galleggiante presenta usualmente una frequenza di risonanza dai 7 ai 15 Hz, certamente abbastanza bassa per l'isolamento acustico, ma a volte pericolosa per l'isolamento delle vibrazioni; in questi casi il macchinario deve essere installato, con opportuni isolatori progettati per lavorare bene già a queste frequenze, su una base in calcestruzzo non galleggiante assieme al circostante pavimento, che deve venire svincolato da essa, come illustrato nella *figura 123*.

Un ultimo vano tecnico di cui occorre parlare è l'intercapedine esistente fra controsoffitto e copertura in molti edifici destinati per lo più a uffici. Le sorgenti del rumore sono costituite da ventilconvettori, ventilatori, batterie di trattamento aria o semplicemente condutture. Il controsoffitto ha solitamente un potere fonoisolante piuttosto ridotto, e per di più non esiste una procedura di misura standard del suo valore, per cui usualmente i produttori di controsoffitti non forniscono indicazioni sull'abbattimento dei rumori prodotti nell'intercapedine. È comunque evidente che sono da preferire soffitti continui, privi di aperture e con giunzioni ben sigillate, costituiti di materiali di elevata densità, come per esempio le lastre di cartongesso. I controsoffitti a doghe metalliche forniscono viceversa un isolamento modesto, che può venire leggermente innalzato installando un materassino di materiale fibroso al di sopra del controsoffitto stesso

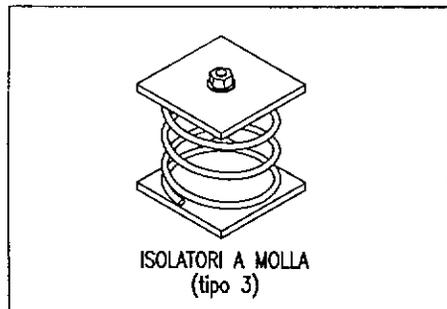
5.4 Bibliografia

ASHRAE, *Handbook 1987 - Systems and applications*, Cap. 52: *Noise and Vibration Control*, ASHRAE, Atlanta
 DIN 52218, *Akustik: Prüfung des Geräuschverhaltens von Armaturen und Geräten der Wasserinstallation im Laboratorium*, Berlino 1986
 UNI norma 8199, *Misura in opera e valutazione del rumore prodotto negli ambienti dagli impianti di riscaldamento, condizionamento e ventilazione*, Ente Italiano di Unificazione. Milano. marzo 1981



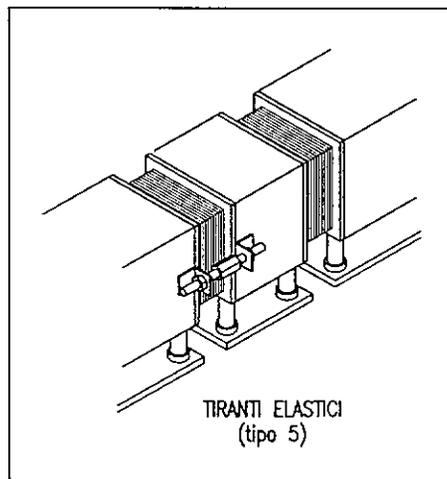
ISOLATORI A MOLLA VINCOLATI (tipo 4)

115 e



ISOLATORI A MOLLA (tipo 3)

115 f



TIRANTI ELASTICI (tipo 5)

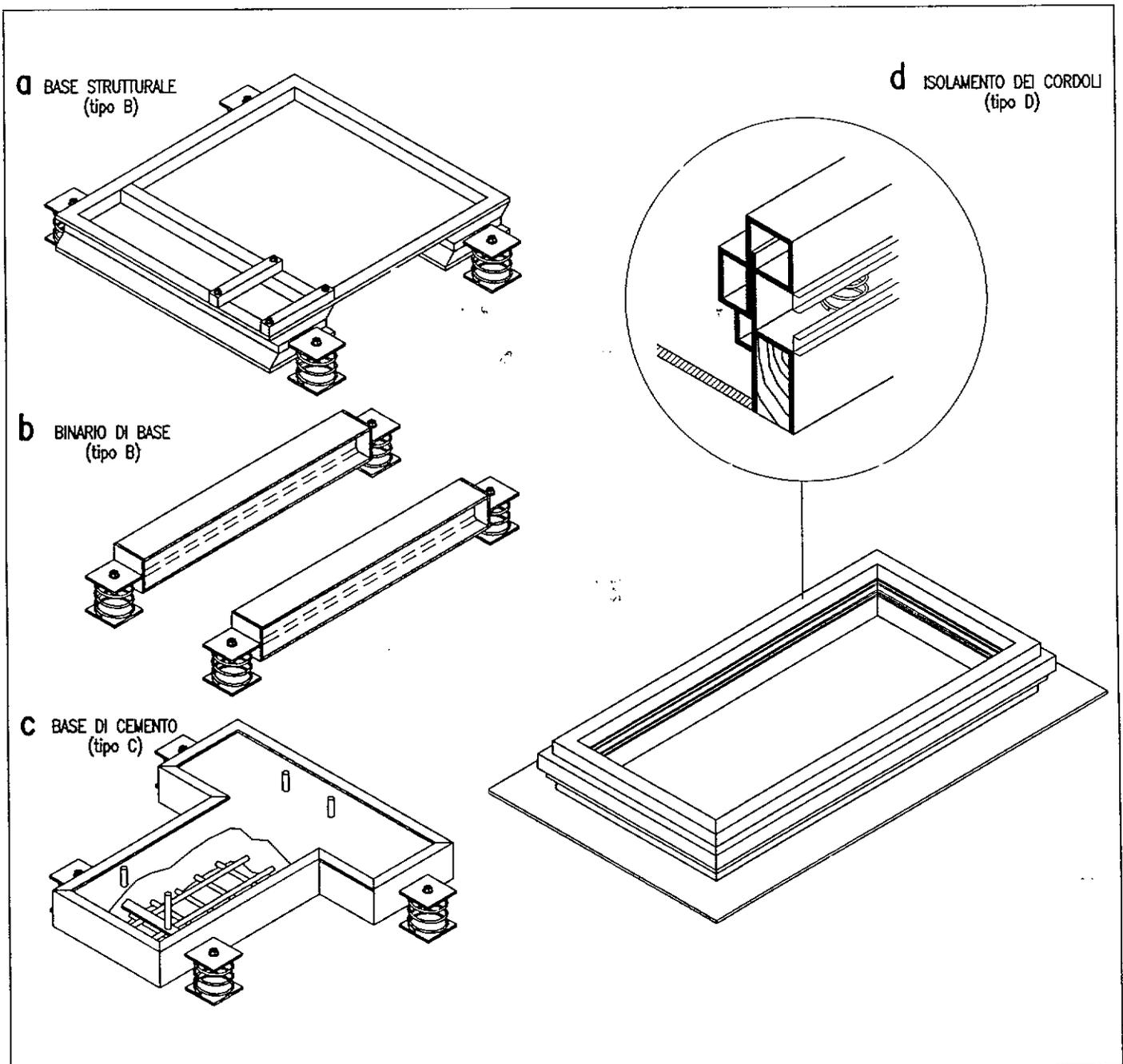
115 g

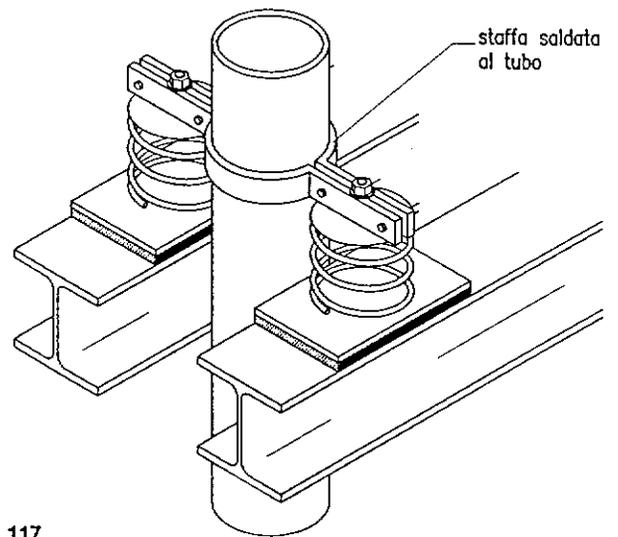
Fig. 116 *Isolatori delle vibrazioni.*

Fig. 117 *Isolatore a molla per tubazioni.*

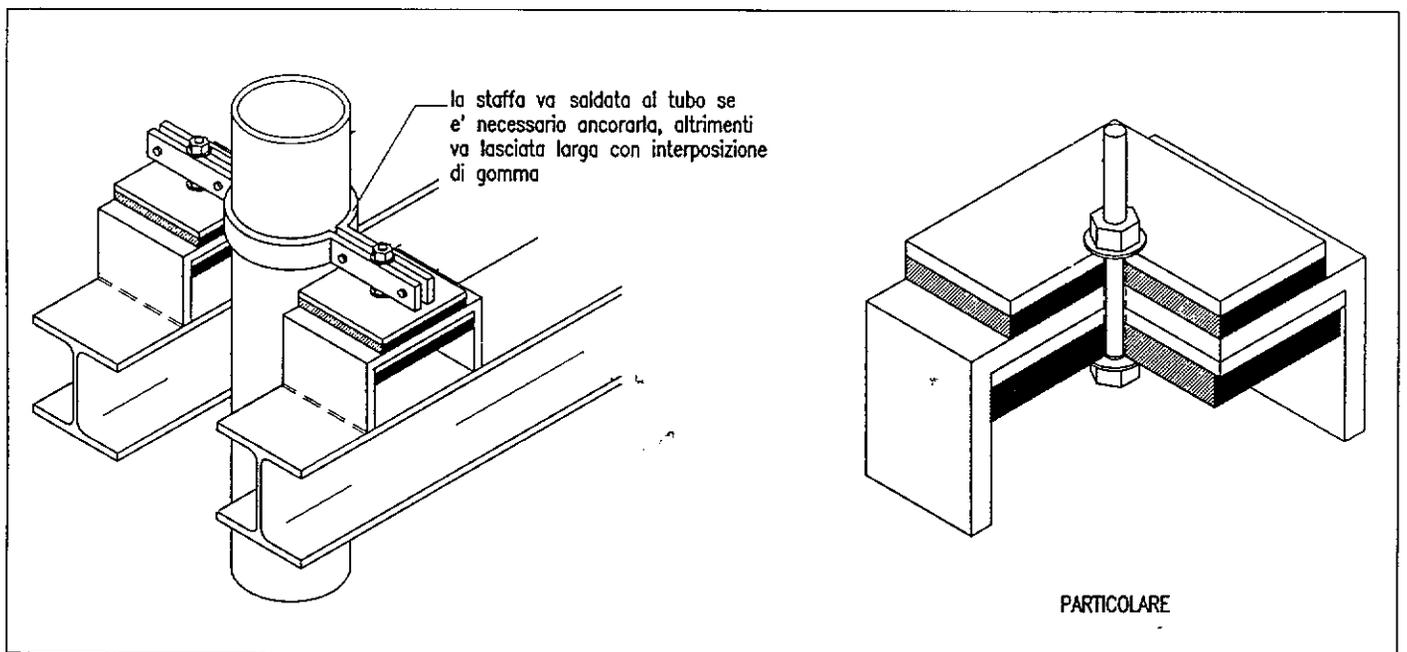
Fig. 118 *Isolatori per supporto tubazioni.*

Fig. 119 *Impiego di isolatori tradizionali per supportare tubi con giunti di dilatazione.*

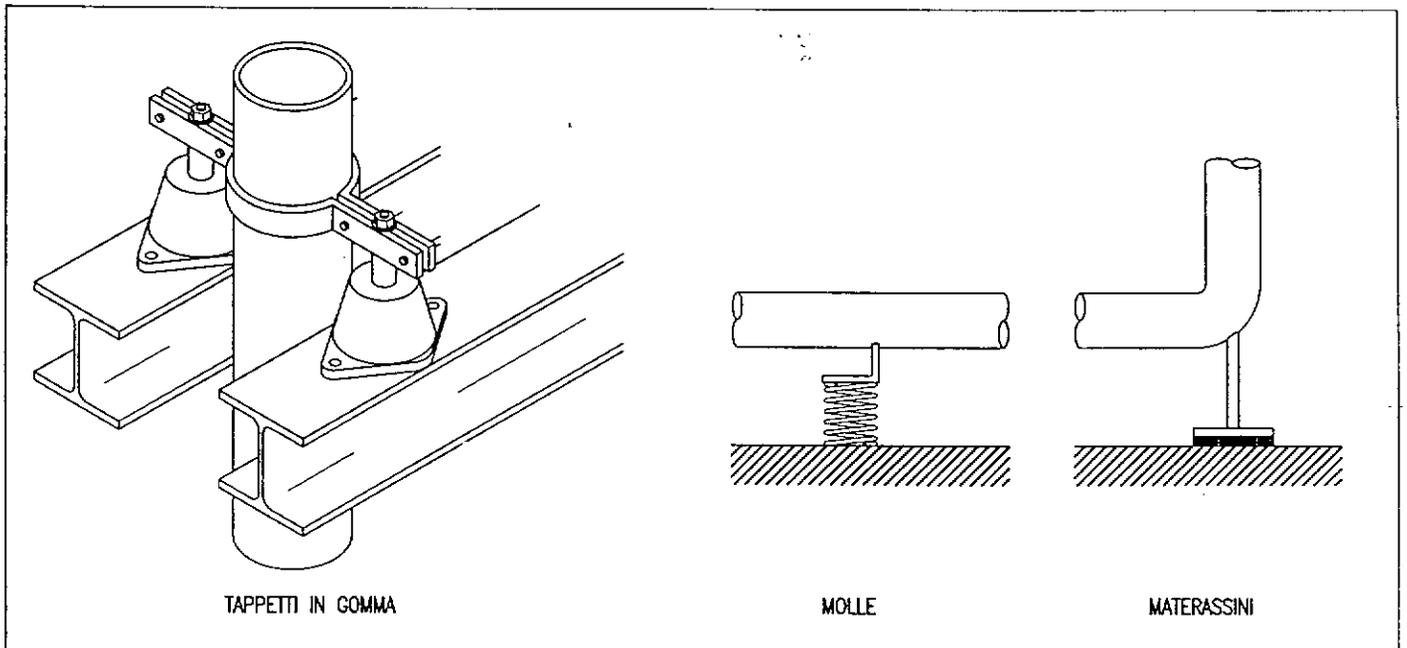




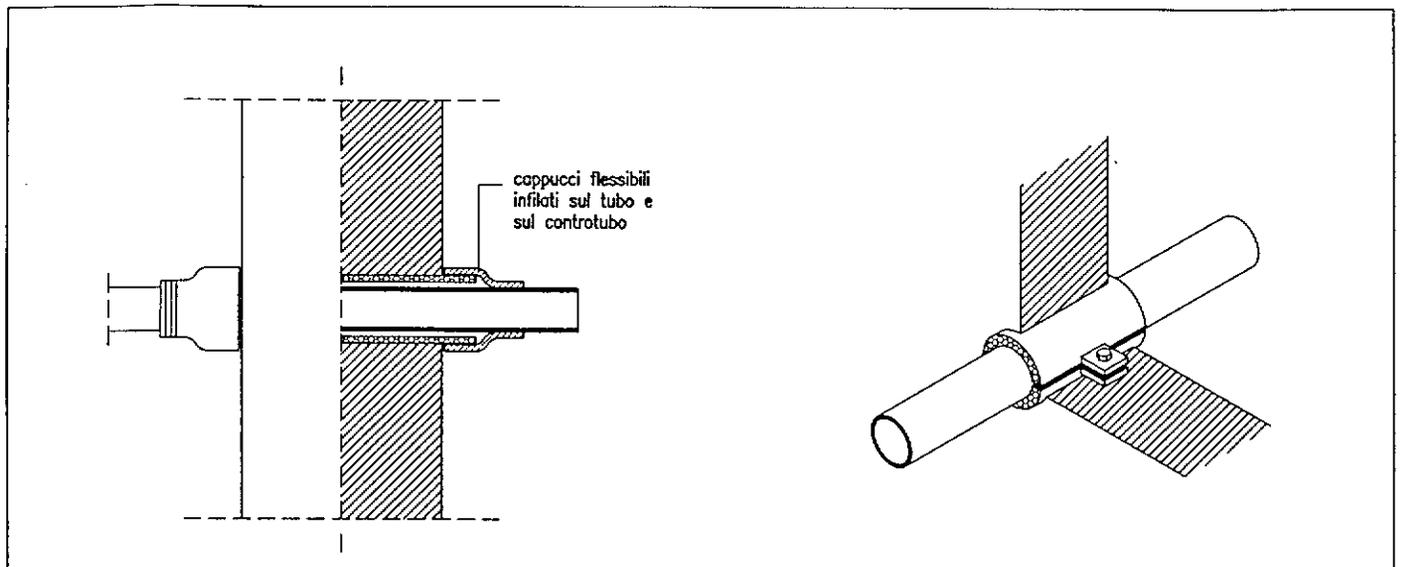
117



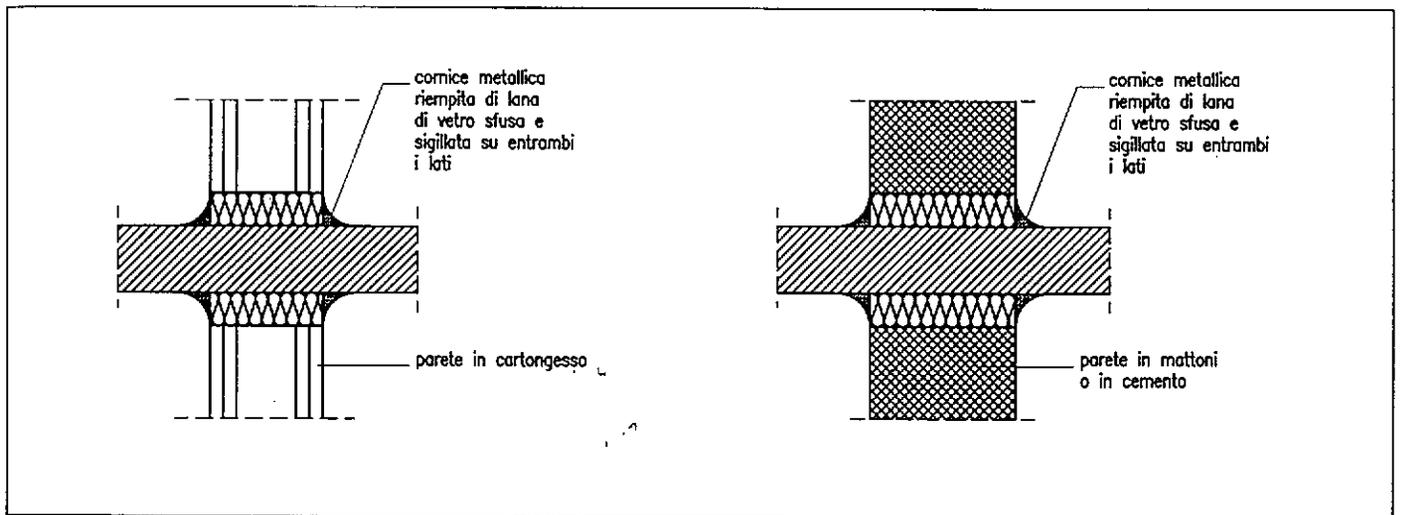
118



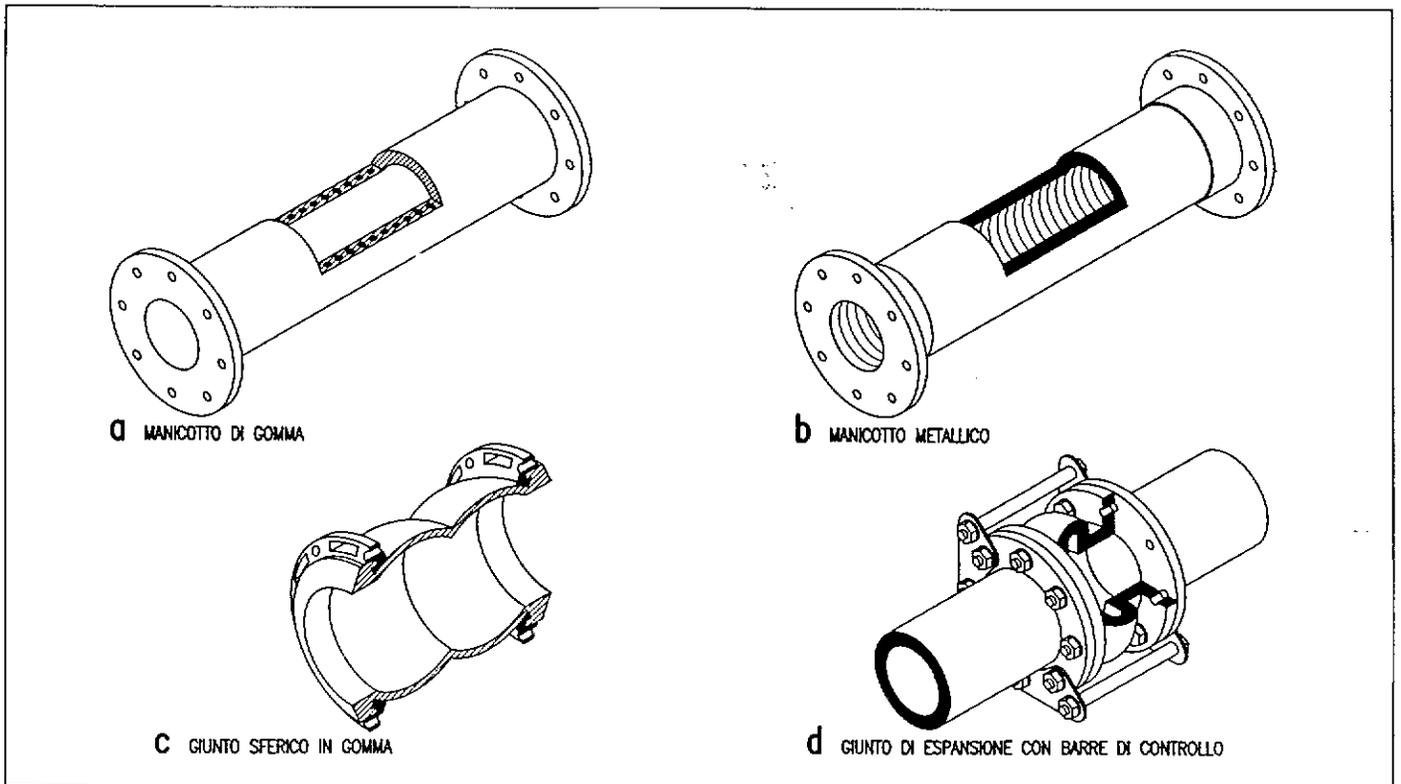
119



120



121



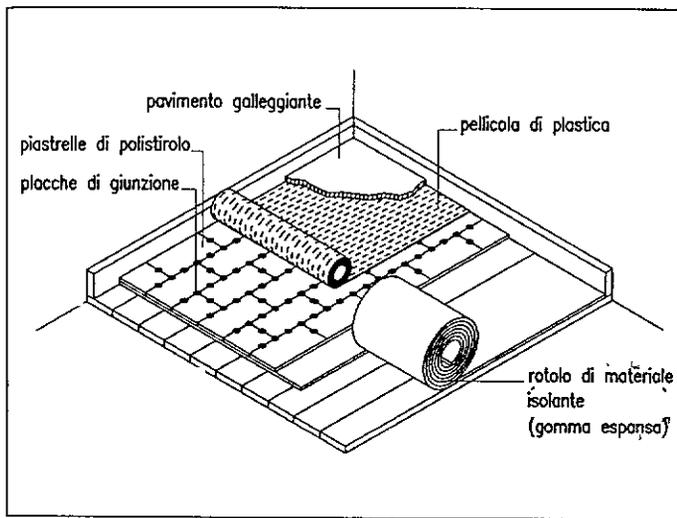
122

Fig. 120 Sigillatura acustica dell'attraversamento di un muro.

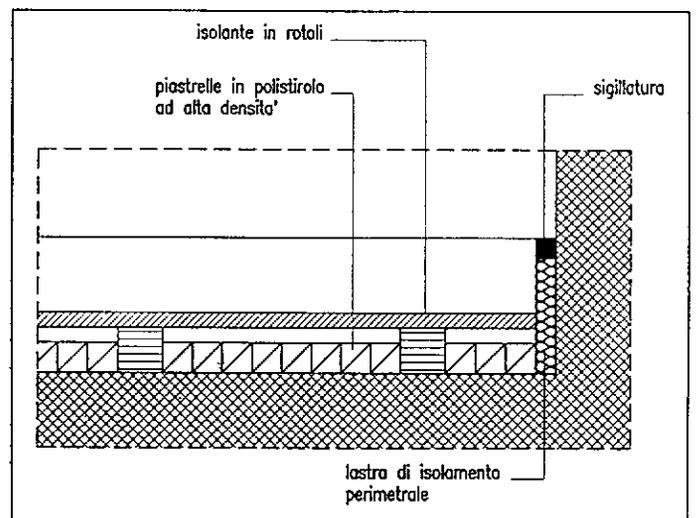
Fig. 121 Modi tipici di far passare un tubo attraverso un muro.

Fig. 122 Connettori flessibili per tubazioni.

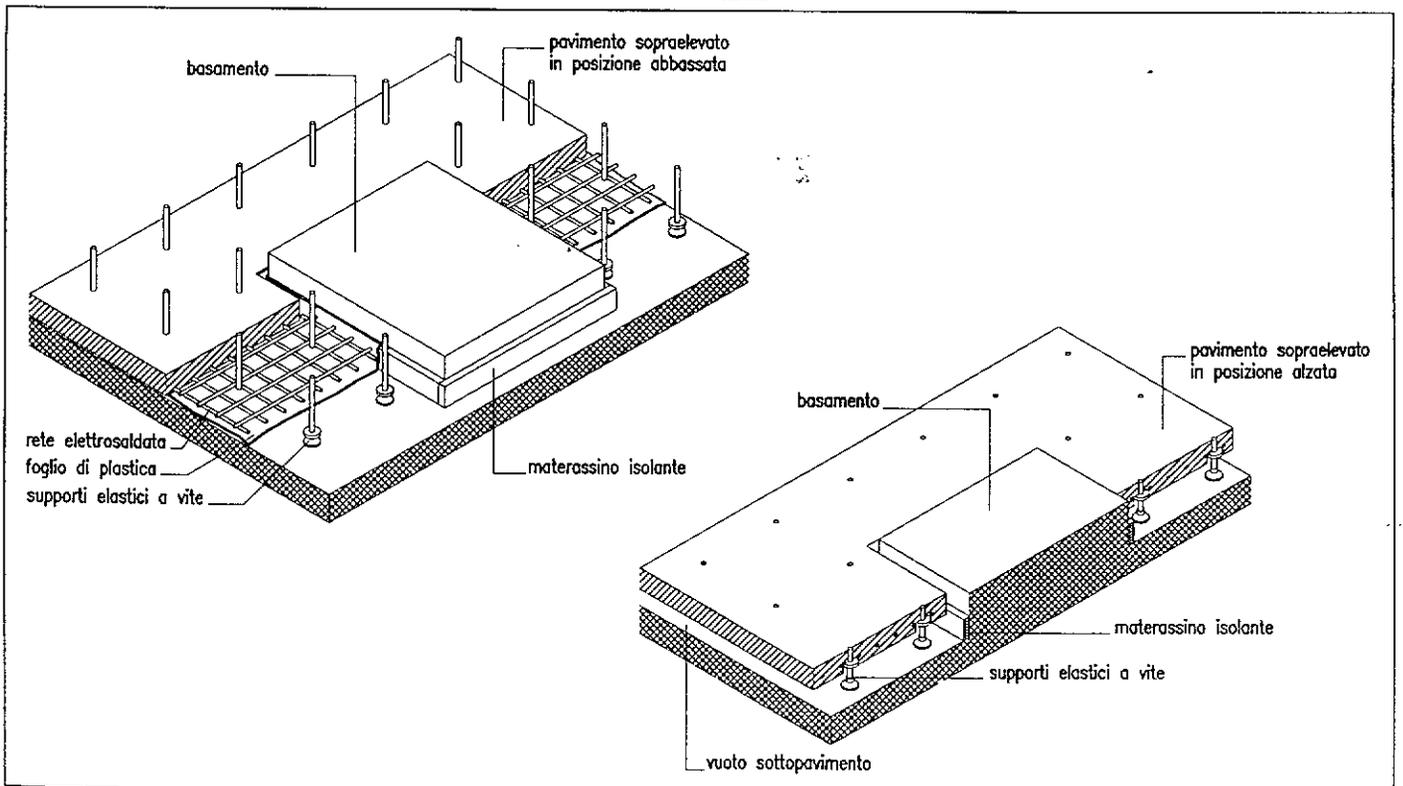
Fig. 123 Esempi di pavimenti correttamente isolati.



123 a



123 b



123 c