

KOSO **PARCOL**



manuale del rumore

KOSO PARCOL S.r.l. a socio unico
Sede legale: Via Isonzo, 2, 20010 Canegrate (Milano) ITALY
Partita IVA e Codice Fiscale 09684900963
Cap. Soc. €110.000,00 | R.E.A. MI - 2106767
Phone: +39 0331 413111 | Fax: +39 0331 404 215

VECTOR

kentintrol™

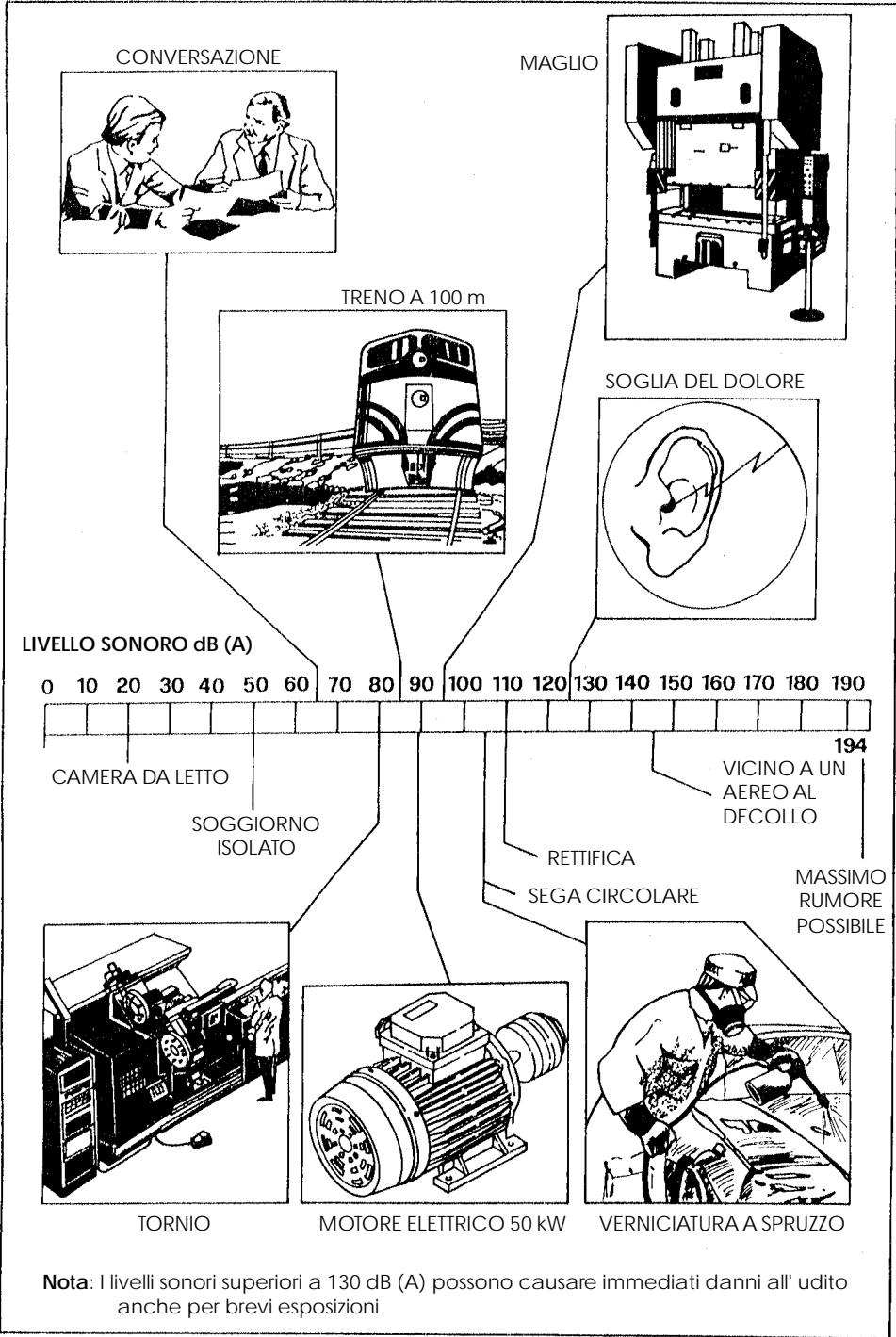
RSA

**KOSO
HAMMEL DAHL**



INDICE

- 1. Generalità**
 - 2. Calcolo della potenza acustica**
 - 3. Previsione del rumore aerodinamico**
 - 4. Valvole di regolazione a bassa rumorosità**
 - 5. Influenza del piping**
 - 6. Vents**
 - 7. Isolamento acustico**
- Bibliografia**
-



Il rumore di origine aerodinamica è l'aspetto più importante del problema acustico di una valvola di regolazione essendo generato dalle onde di pressione prodotte dalla turbolenza del fluido o da altri fenomeni fluidodinamici associati alle onde supersoniche ("celle d'urto").

Cavitazione e vibrazioni meccaniche sono, al suo confronto, solo delle sorgenti potenziali di rumore, perché esiste la possibilità almeno teorica di evitarle, mentre non è possibile regolare la portata di un fluido senza creare turbolenza.

Per questo motivo il rumore è quasi sempre trascurabile nel caso dei liquidi non cavitanti, dove la velocità è bassa, mentre è sensibile per gas in condizioni subcritiche e molto elevato in regime critico dove velocità e turbolenza diventano molto alte.

Il rumore aerodinamico delle valvole convenzionali non ha uno spettro acustico caratteristico facilmente individuabile avendo volumi alti in una larga fascia di frequenze fra 1000 e 8000 Hz, con punte prevalenti fra 2000 e 6000 Hz. Frequenze maggiori sono generate da valvole con trim a bassa rumorosità, quando sono realizzati con molti passaggi di piccola dimensione disposti in parallelo.

La potenza acustica originata da un fluido in moto turbolento è funzione della potenza meccanica W_m della corrente e ne rappresenta una piccola frazione detta "rendimento acustico" che, nella sua forma generalizzata vale :

$$\eta = \frac{W_a}{W_m}$$

dove :

$$W_m = 1/2 \cdot q_m \cdot u^2 \quad (W \text{ in watt, } q_m \text{ in kg/s, } u \text{ in m/s })$$

Nel caso dei jets in scarico libero il problema è abbastanza semplice perché, oltre al fatto che non esistono né tubazioni a valle né altre particolari geometrie di confinamento, tutta l'energia meccanica W_m si trasforma in turbolenza.

Per le valvole invece devono essere introdotti opportuni parametri che tengono conto dell'attenuazione della tubazione, della geometria del corpo e, soprattutto, della trasformazione incompleta di W_m in moto turbolento derivante dalla ricompressione dopo la sezione di strozzaggio.

Il più importante di tali parametri è il coefficiente di recupero F_L che rappresenta, in regime sub-critico, la frazione di energia dispersa all'interno della valvola.

Il diagramma di fig. 1 riassume il processo energetico che si attua all'interno della valvola, mettendo in evidenza il ruolo svolto dal coefficiente F_L .

L'aumento di entropia è causato dalla turbolenza e attriti generati soprattutto a valle della vena contratta.

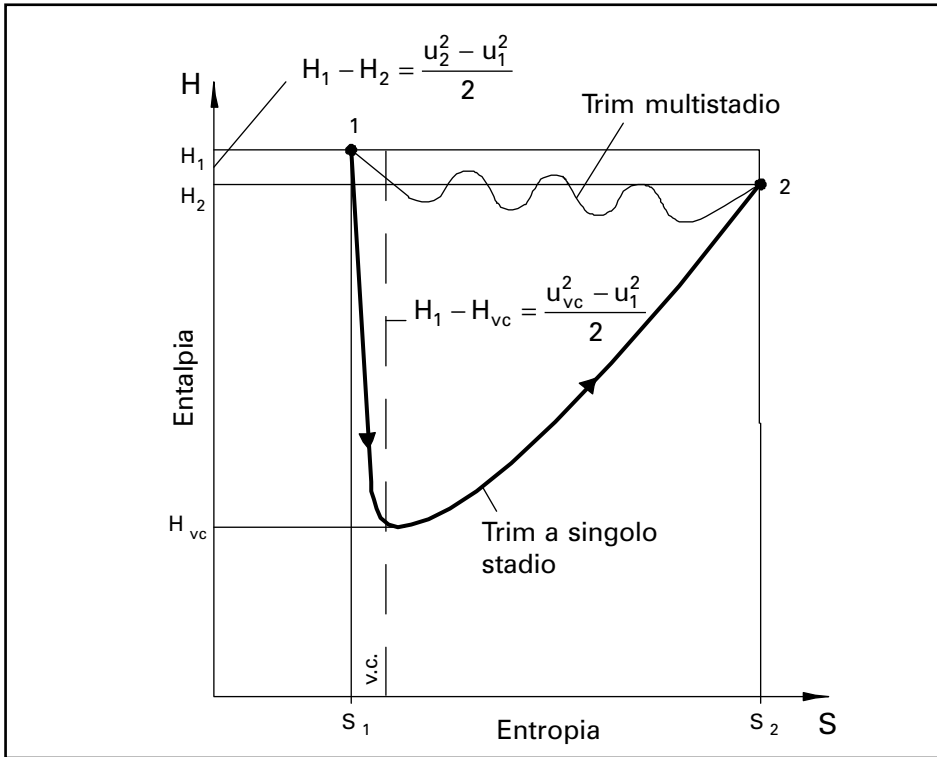


Fig. 1 Bilancio termodinamico all'interno della valvola.

Il calo d'entalpia fra l'ingresso e l'uscita è presente solo se aumenta l'energia cinetica.

In fig. 2 sono riassunti i processi fluidodinamici che si verificano all'interno della valvola in funzione delle pressioni e, più esattamente, al variare della p_2 tenendo fissa la p_1 .

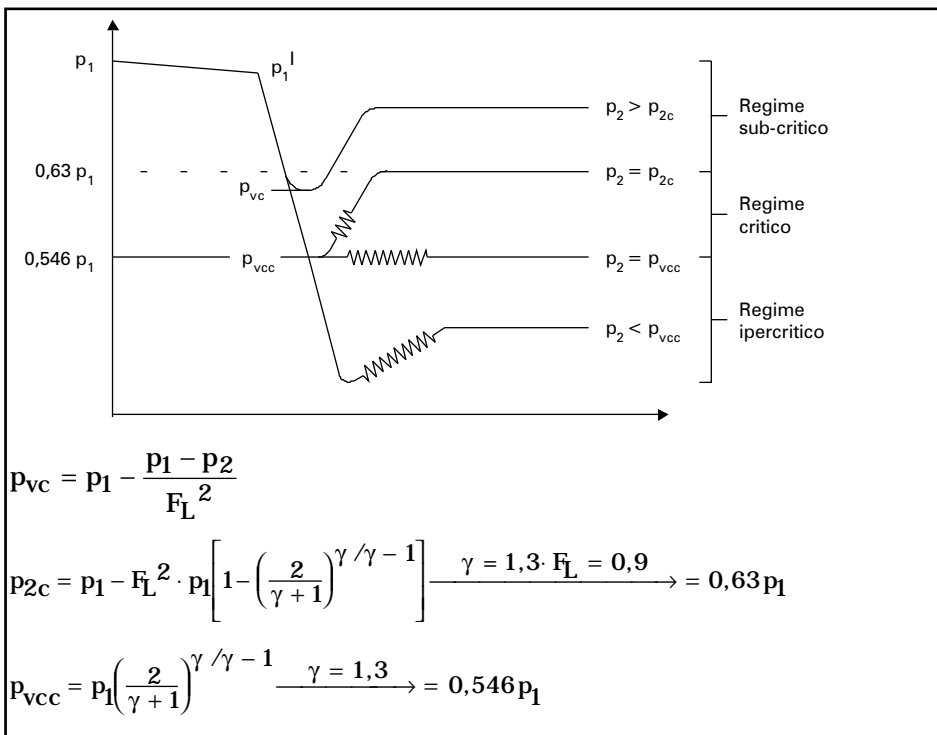


Fig. 2 Andamento delle pressioni all'interno di una valvola di regolazione a singolo stadio con $F_L = 0,9$ operante su vapor d'acqua ($\gamma = c_p/c_v = 1,3$, $p_1=p_1'$).

I vari processi fluidodinamici possono essere così brevemente descritti:

- 1. Processo sub-critico** con $p_2 \geq p_{2c}$ dove p_{2c} è la pressione a valle cui corrisponde l'inizio della criticità.

In questa situazione, a valle della vena contratta c'è il recupero di pressione di parte dell'energia meccanica esistente nella vena contratta. Il resto dell'energia si dissipa per turbolenza trasformandosi in calore e rumore.

- 2. Processo critico** con $p_{2c} > p_2 \geq p_{vcc}$ dove p_{vcc} è la pressione raggiunta nella vena contratta nelle condizioni critiche. In tale condizione esiste velocità del suono nella vena contratta e a valle di essa nascono onde di urto supersoniche. La ricomprensione isoentropica di parte dell'energia diminuisce al diminuire di p_2 fino a sparire del tutto quando p_2 raggiunge il valore di p_{vcc} .

Questa fase è caratterizzata da una forte emissione acustica dovuta all'insorgere della velocità del suono e alla progressiva formazione di altri disturbi aerodinamici complessi.

- 3. Il processo ipercritico** inizia con $p_2 < p_{vcc}$.

L'aspetto energetico dell' F_L perde significato perché non esiste più alcuna ricomprensione isoentropica.

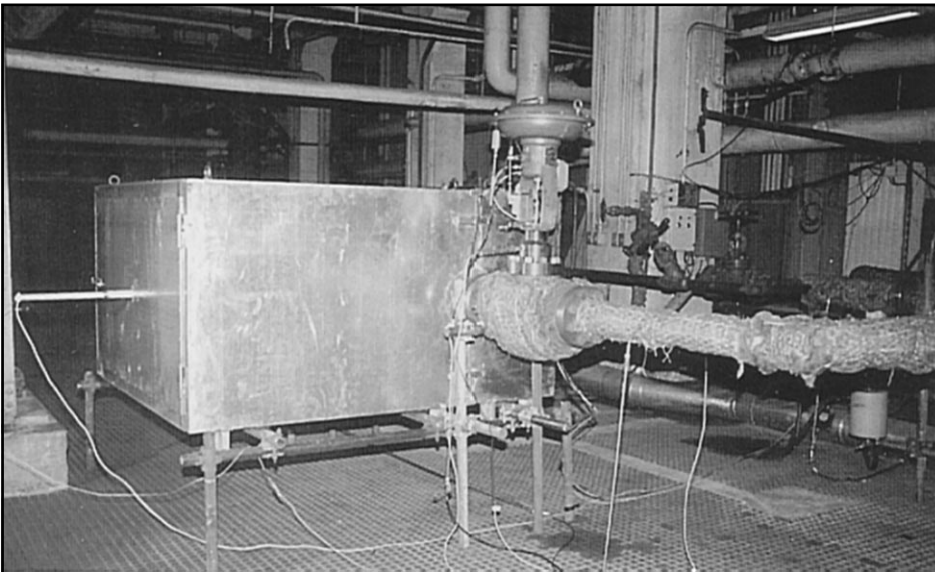
Tutta l'energia cinetica del fluido nella vena contratta si perde in interferenze fra onde d'urto supersoniche.

CALCOLO DELLA POTENZA ACUSTICA

Nella tabella di fig. 3 sono riassunte le formule di calcolo di h e W_a per i vari tipi di regimi. Per un più dettagliato esame dell'argomento si rimanda ai documenti elencati in bibliografia [1] [2] [3] [4] [5] .

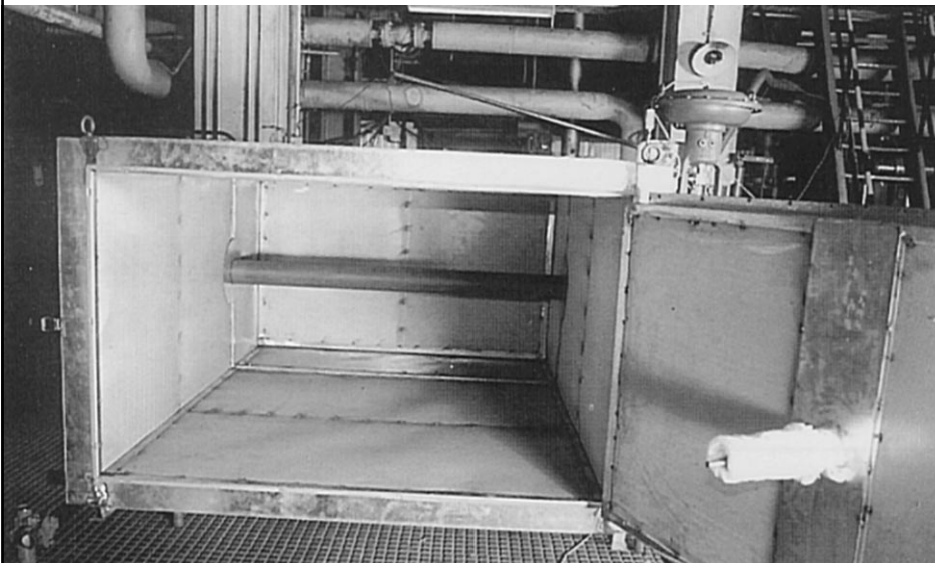
In fig. 4 è riportato l'andamento dell'efficienza acustica al variare di p_1/p_2 e in funzione di differenti valori di F_L .

E' interessante notare la particolare dipendenza della potenza acustica dal coefficiente di recupero F_L .



Prove di rumorosità valvola Limiphon 1-9111 DN 3" x 4" eseguite su vapore $p_1 = 92$ bar ass; $T_1 = 485$ °C.

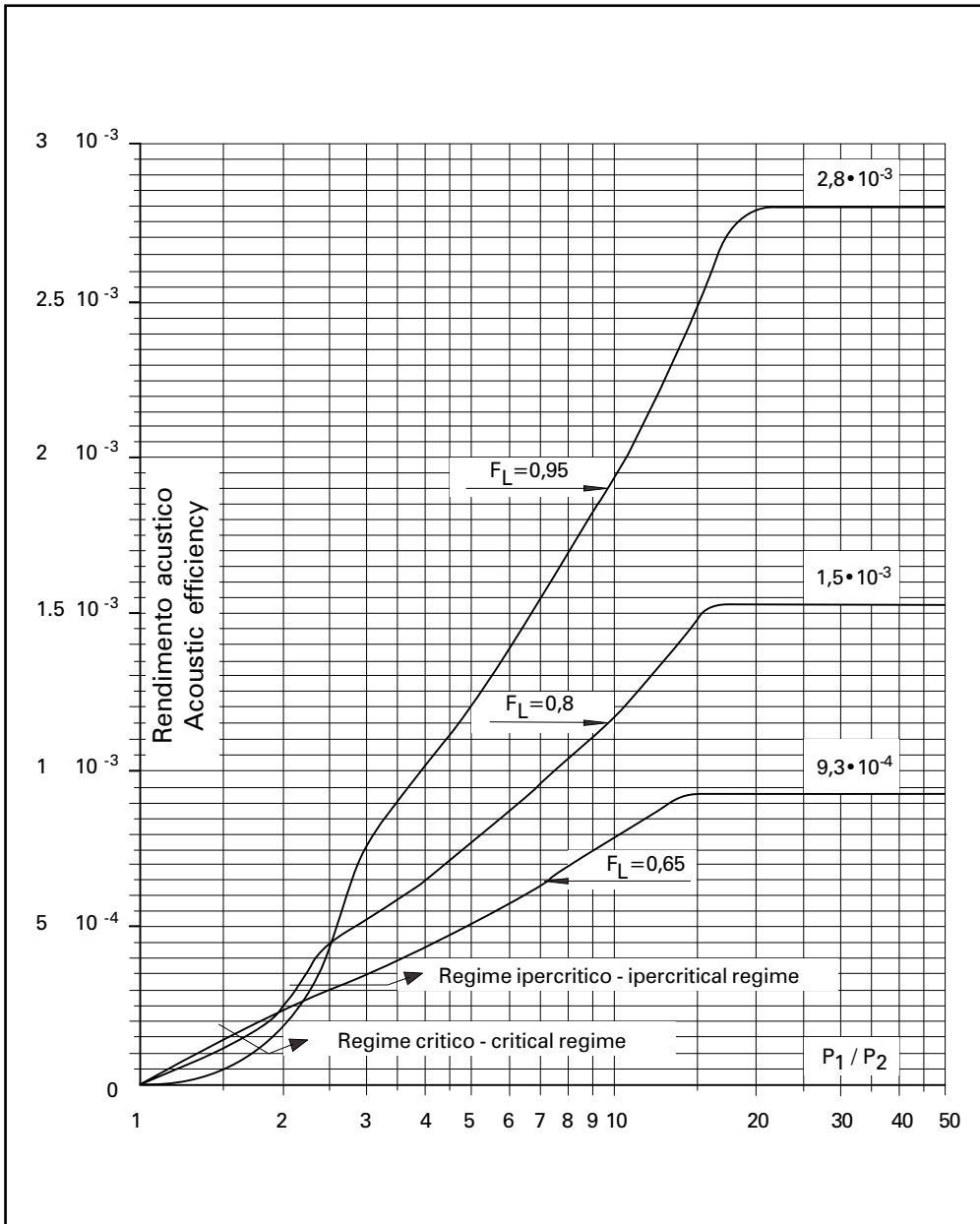
I rilievi di rumorosità sono stati eseguiti in camera anecoica in accordo a IEC 534-8-1 presso SIET S.p.A. - Piacenza.



Regime	sub-critico	critico	ipercritico
causa del rumore aerodinamico	turbolenza a valle della v.c.	turbolenza + onde d'urto supersoniche	onde d'urto supersoniche
P_2	$P_2 \geq P_{2c}$	$P_{vcc} \leq P_2 < P_{2c}$	$P_2 < \frac{P_1 \cdot P_{2c}}{22 \cdot P_{vcc}}$
P_{vc}	$P_1 - \frac{P_1 \cdot P_2}{F_L^2}$	/	/
P_{vcc}	/		$P_1 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$
P_{2c}			$P_1 - F_L^2 \cdot (P_1 - P_{vcc})$
M_{vc}	$\sqrt{\frac{2 \cdot P_1 \cdot M}{(\gamma-1) \cdot \rho_1 \cdot R \cdot T_1} \left[\left(\frac{P_1}{P_{vc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	/	/
M_j	/	$\sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_1 \cdot P_{2c}}{P_2 \cdot P_{vcc}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}$	/
efficienza acustica η	$10^{-4} \cdot M_{vc}^{3,6}$	$10^{-4} \cdot M_j^{6,6} F_L^2$	$10^{-4} \cdot \frac{M_j^2}{2} \cdot 1,4^{6,6} F_L^2$
W_a	$\eta \cdot F_L^2 \cdot W_m$	$\eta \cdot W_m \frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_{vcc}}$	$\eta \cdot W_m$

Fig. 3 Rendimento e potenza acustica per i differenti regimi.

Fig. 4
Efficienza acustica
 in funzione di p_1/p_2 e di F_L
 con $\gamma = 1.3$.



PREVISIONE DEL RUMORE AERODINAMICO

3.1 EQUAZIONE DI CALCOLO

Mediante le formule riportate nella tabella di fig. 3 si ottiene la potenza acustica W_a generata dal fluido all'interno della valvola.

Per ottenere il livello sonoro L_p si utilizza la relazione di acustica:

$$W = S \frac{p^2}{\rho \cdot c}$$

dove S è la superficie di passaggio dell'onda sonora, p la pressione acustica e $\rho \cdot c$ l'impedenza del mezzo.

Data la natura particolare del complesso valvola + tubazione, l'applicazione di questa relazione risulta tuttavia abbastanza complicata essendo coinvolti in tale calcolo i seguenti fattori :

1. La superficie di integrazione della potenza sonora.
2. La frazione di potenza acustica che si trasmette alle tubazioni adiacenti. [5]
3. La distribuzione delle frequenze del rumore generato. [5]
4. L'effetto della velocità del fluido nella tubazione.
5. L'attenuazione acustica della tubazione.

La relazione finale per il calcolo del livello sonoro è la seguente :

$$L_p(A) = 160 + 10 \log \frac{W_a \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot r_w}{\pi \cdot D_i^2} + L_g + \Delta sp - 10 \log \frac{D_i + 2000}{D_i} + T_{Lfp} \quad (1)$$

dove:

$L_p(A)$ = Livello sonoro globale, ponderato in rete "A" misurabile a 1 metro dall'uscita della valvola e a 1 metro dalla parete della tubazione nuda.

r_w = frazione di potenza acustica trasmessa a valle - *valori a tabella di fig.5.*

L_g = correzione per velocità a valle = $16 \log \frac{1}{1-M_2}$

Δsp = fattore correttivo di spettro - *vedere tabella di fig.6.*

La relazione (1) è valida per valvole mono stadio - Nel caso di valvole multistadio il calcolo della potenza sonora viene eseguito sull'ultimo stadio sostituendo a p_1 la pressione p_n a monte di questo.

Nell'equazione (1) compare inoltre un termine aggiuntivo che tiene conto della potenza acustica generata dagli stadi a monte.

Tipi di valvole PARCOL	r_w
1-6951; 1-6921; 1-6981; tre vie diritta; LIMIPHON 1-9100; globo via diretta 1-6911; a gabbia 1-6932; seggio doppio microflusso	0.25
angolo 1-4411; a gabbia 1-4432; tre vie a squadra; LIMIPHON 1-9400	0.3
angolo 120° 1-4200; membrana 1-3000; farfalla fino a 45° anche in regime critico e fino a 90° in sub-critico	0.4
farfalla 1-2471; 1-2311; 1-2512 da 45° a 90° in regime critico - dischi forati	0.5

Fig. 5 Valori di r_w per differenti tipologie di valvole.

Fattore correttivo di spettro Δ_{sp}			
Tipo di valvola PARCOL	Farfalle : 1-2471, 1-2311, 1-2512	Globo 1-6911, 1-4411 Gabbia convenz. 1-2473, 1-7251	Gabbia GBR LIMIPHON
DN 4"	9,5	3	-5
DN 8"	8,5	2	0
DN 16"	6	-1	+5

Fig. 6 Valori medi per differenti tipologie di valvola e gradi di apertura superiori al 50%.

3.2 VALIDITÀ E TOLLERANZE

La relazione (1) è valida nelle seguenti ipotesi :

- 1. Isotropia della sorgente** che deve essere libera cioè di emettere in tutte le direzioni.

Nel caso delle valvole di regolazione (sorgente cilindrica) questa situazione comporta un decremento del rumore di 3 dB per raddoppio di distanza. La presenza di pareti vicino alla valvola altera questa situazione ideale incrementando il livello sonoro rispetto a quello calcolato.

Ad esempio, la presenza di un pavimento riflettente sotto la valvola comporta un incremento del rumore di circa 3 dB.

- 2. Assenza di disturbi esterni**

Il rumore calcolato con la (1) è quello prodotto dalla sola valvola. Di eventuali altre fonti deve essere tenuto conto con gli opportuni fattori correttivi.

- 3. Installazione corretta**

L'inserimento della valvola nel piping deve essere eseguito in conformità a quanto suggerito nel paragrafo 5.

- 4. La tolleranza** sulla valutazione del rumore dipende dalla tipologia di valvole alle quali si applica la relazione (1).

Escludendo solo le rotative con disegno sofisticato, le desurriscaldatrici con iniezione interna di acqua e le esecuzioni a bassa rumorosità con passaggi non ben definiti e non indipendenti, **il campo di tolleranza previsto è ± 5 dB.**

SIMBOLOGIA

SIMBOLO	DESCRIZIONE	UNITA'
c_2	= Velocità del suono nel fluido a valle	m/s
D_j	= Diametro del getto	mm
D_i	= Diametro interno del tubo	mm
F_d	= Fattore di forma del trim	adimensionale
f_p	= Frequenza di picco del rumore	Hz
f_r	= Frequenza propria del tubo	Hz
$L_p(A)$	= Livello sonoro esterno globale ponderato in rete (A)	dB(A)
L_g	= Correzione per la velocità nel tubo a valle	dB(A)
M_2	= Numero di Mach nella tubaz. a valle = $\frac{u_2}{c_2}$	adimensionale
M_{vc}	= Numero di Mach nella vena contratta in regime sub-critico	adimensionale
M_j	= Numero di Mach di uno scarico libero	adimensionale
p_1	= Pressione assoluta a monte della valvola	Pa
p_2	= Pressione assoluta a valle della valvola	Pa
p_{2c}	= Pressione assoluta a valle della valvola in condizioni critiche	Pa
p_{vc}	= Pressione assoluta della vena contratta in condizioni sub-critiche	Pa
p_{vcc}	= Pressione assoluta della vena contratta in condizioni critiche	Pa
q_m	= Portata massica	kg/s
r_w	= Frazione di potenza acustica trasmessa a valle	adimensionale
S	= Spessore della tubazione	mm
T_{Lfp}	= Attenuazione acustica alla frequenza di picco	dB
T_L	= Attenuazione acustica	dB
Δsp	= Fattore correttivo di spettro	dB
u_2	= Velocità media del fluido nella tubazione a valle	m/s
u_{vc}	= Velocità nella vena contratta	m/s
W_a	= Potenza acustica	W
W_m	= Potenza meccanica del fluido	W
W_{m_2}	= Potenza meccanica all'uscita della valvola	W
$W_{m_{vc}}$	= Potenza meccanica nella vena contratta	W
η	= Rendimento acustico	adimensionale
ρ_2	= Massa volumica del fluido in uscita	kg/m ³
γ	= c_p/c_v rapporto dei calori specifici	adimensionale

3.3 L' ATTENUAZIONE ACUSTICA

La conoscenza dell'attenuazione acustica della tubazione è fondamentale per la previsione del rumore delle v.d.r. ed in particolare per lo studio delle esecuzioni a bassa rumorosità.

Si è arrivati recentemente [1], mediante opportune approssimazioni, ad una metodologia di calcolo adatta al caso particolare delle v.d.r. il cui aspetto più rilevante è la scelta della **frequenza di picco** del rumore come variabile essenziale per il calcolo della T_L .

Nell'ipotesi che la frequenza f_p del rumore sia superiore a quella propria della tubazione f_r (validità della legge di massa), e che le frequenze di coincidenza siano inferiori a quelle di risonanza, l'attenuazione acustica T_L può essere calcolata con la seguente relazione :

$$T_{Lfp} = 10 \log \left[3 \cdot 10^{-13} \cdot \left(c_2 \frac{D_i}{S} \right)^2 \frac{1}{\frac{\rho_2 \cdot c_2}{415} + 1} \right] - 20 \log \frac{f_p}{f_r} \quad (2)$$

dove il primo termine rappresenta la T_L alla frequenza f_r e il secondo la correzione per la frequenza di picco f_p .

La frequenza di picco f_p del rumore può essere anche valutata teoricamente in funzione del tipo di processo (subcritico, critico o ipercritico) e delle caratteristiche geometriche del trim.

Ad esempio, per il caso sub-critico (che si incontra spesso nelle valvole con trim a bassa rumorosità) la frequenza di picco si può calcolare con la relazione :

$$f_p = 200 \cdot \frac{u_{vc}}{D_j} \quad (3)$$

dove D_j è il diametro equivalente del getto all'uscita dal trim che è un dato costruttivo proprio di ogni tipo di trim. Esso è direttamente proporzionale al fattore di forma del trim F_d i cui valori tipici sono riportati nella tabella di fig. 7:

$$D_j = 4,6 F_d \cdot \sqrt{V F_L} \quad (4)$$

Tipo valvola		Fattore di forma F_d		
		Senso del flusso	Coefficiente di efflusso relativo	
			0.10	1.00
Globo, otturatore parabolico (1-6911, 1-6951, 1-6921, 1-6981 e 1-4411)		APRE	0.10	0.46
		CHIUDE	0.20	1.00
Farfalla 1-2471, 1-2512, 1-2311	<u>Apertura max</u> 90°	QUALSIASI	0.20	0.7
	60°		0.20	0.5
Valvole a gabbia 1-6931, 1-4432, 1-6971, 1-4471	<u>N° fori</u> 50	QUALSIASI	0.45	0.14
	100		0.32	0.10
	200		0.22	0.07
Seggio doppio 1-8110	Parabolico V-port	TRA LE SEDI	0.10	0.32
			0.10	0.28

Fig. 7 Valori tipici di F_d per le valvole di regolazione PARCOL - Valori più precisi disponibili a richiesta.

VALVOLE DI REGOLAZIONE A BASSA RUMOROSITÀ

4.1 CRITERI DI PROGETTO

Le basi teoriche per il calcolo della rumorosità delle v.d.r. individuano in modo pressoché univoco i criteri di progetto delle esecuzioni a bassa rumorosità.

E' abbastanza facile dimostrare ciò esaminando i due parametri fondamentali che caratterizzano il fenomeno acustico delle v.d.r.:

il rendimento acustico e la frequenza di picco.

4.2 RENDIMENTO ACUSTICO - ESECUZIONI MULTISTAGE

Dall'esame della fig. 5 si vede che il rapporto dei rendimenti acustici (con $F_L \cong 0,9$) fra un regime ipercritico con $p_1/p_2 > 10$ e quello subsonico con $p_1/p_2 = 1,5$ può raggiungere al max il valore di 30 cui corrisponderebbe, dalla relazione (1), un ΔL_p di circa 15 dB sul rumore all'interno della tubazione.

Per usufruire di questo beneficio acustico è sufficiente, pertanto, che l'uscita del fluido dal trim avvenga con scarico sub-critico.

In presenza di forti salti di pressione ciò risulta possibile solo utilizzando un trim con un numero adeguato di salti multipli disposti in serie.

Un esempio di realizzazione pratica di questo tipo di trim è la valvola PARCOL 1-7251 rappresentata in fig. 8 - Il disegno particolare dell'otturatore consente di ottenere la riduzione di pressione in più salti lungo il percorso tortuoso ottenuto fra l'otturatore e la parete fissa sagomata esterna.

Rilevante è il fatto che la riduzione di pressione avviene sui singoli stadi contemporaneamente alla variazione della loro luce di passaggio; questa è la condizione fondamentale per la buona qualità della regolazione.

I limiti applicativi di questa soluzione sono di natura costruttiva e si possono così riassumere :

1. Il massimo numero di stadi realizzabile.
 2. Il rapporto di espansione delle sezioni dall'ingresso all'uscita che, nel caso visto, dovrebbe essere di almeno 30:1. Non basta infatti preoccuparsi dei salti critici senza controllare l'andamento della velocità di passaggio all'interno del trim.
 3. Il massimo CV richiesto.
-

Fig. 8 *Esecuzione a bassa rumorosità 1-7251 con trim multistadio singolo passaggio.*

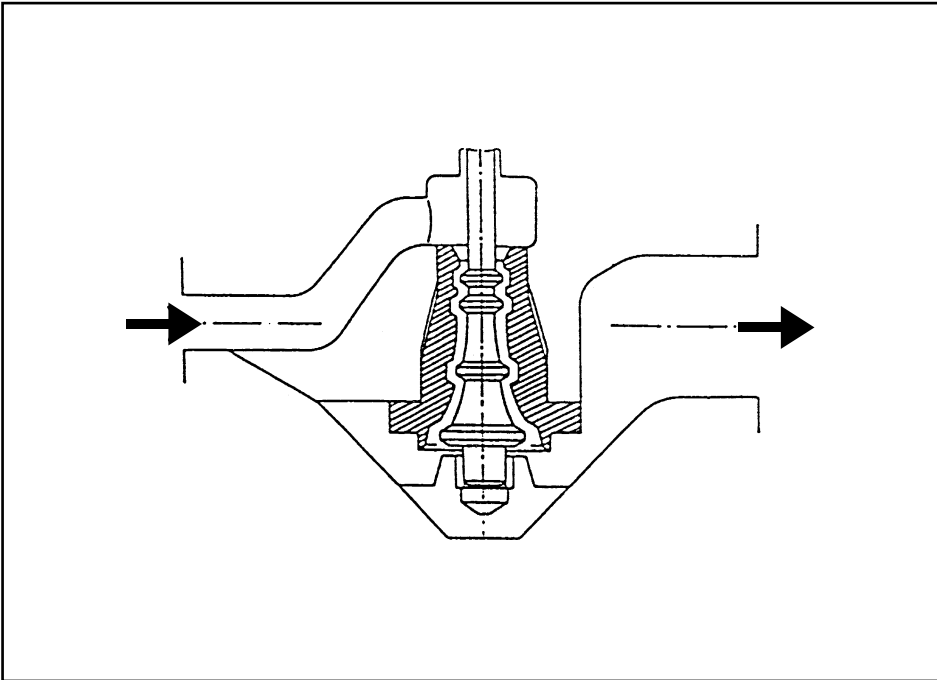
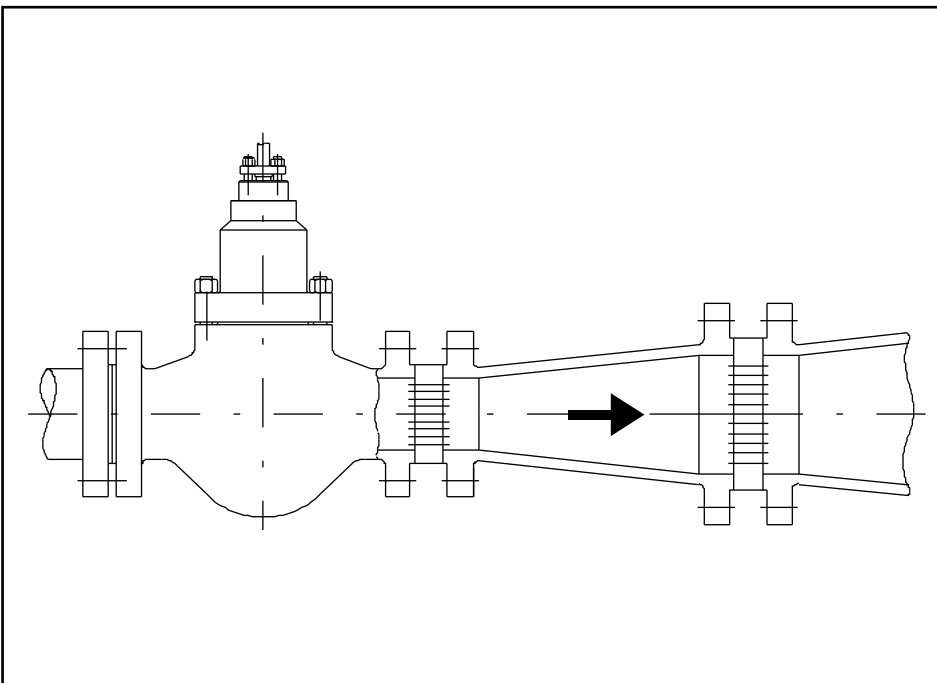


Fig. 9 *Resistenze fisse a valle.*



Si può tentare di ovviare alle prime due limitazioni, ed in particolare alla seconda, mediante l'aggiunta di resistenze a luce fissa montate a valle (fig. 9).

Ciò rende la valvola multistadio certamente più facile da costruire ma nascono inconvenienti relativi alla rangeability del processo, sia dal punto di vista della regolazione che da quello acustico.

Questa soluzione si può prendere in considerazione solo quando il carico è abbastanza costante e sono note tutte le variabili di processo al variare del carico.

4.3 FREQUENZA DI PICCO - VALVOLE A GABBIA TIPO GBR

I livelli sonori prodotti dalle v.d.r. misurabili all'interno delle tubazioni raggiungono quasi sempre valori elevatissimi.

Fortunatamente la tubazione nella quale la v.d.r. è inserita, costituisce una barriera acustica importantissima che lascia passare all'esterno solo una piccola frazione dell'intensità sonora. In caso contrario il problema acustico non potrebbe certamente essere affrontato nemmeno con le v.d.r. a bassa rumorosità più sofisticate e costose.

Come visto al paragrafo 3.3 l'attenuazione acustica della parete metallica della tubazione è tanto maggiore quanto maggiore è la frequenza f_p del rumore rispetto a quella principale di risonanza della tubazione f_r .

Questa legge è valida quando, la frequenza del rumore è maggiore della f_r , cioè per frequenze acustiche alte (che sono le più significative dal punto di vista acustico) e tubazioni con diametri relativamente alti (bassa frequenza di risonanza).

Ecco quindi delineata una seconda importante via per disegnare trim a bassa rumorosità :

Lo spettro acustico del rumore generato deve avere maggiori intensità alle alte frequenze.

E' possibile ottenere ciò mediante la conoscenza di tutti i parametri acustici e fluidodinamici del fenomeno ed in particolare del coefficiente di forma F_d che vale :

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \frac{1}{\sqrt{N_o}} \quad (5)$$

dove d_H e d_o sono rispettivamente il diametro idraulico e quello della sezione totale di passaggio equivalente, mentre N_o è il numero di passaggi indipendenti disposti in parallelo.

Come visto al paragrafo 3.3 la frequenza predominante f_p è direttamente proporzionale al valore di D_j e quindi inversamente proporzionale a F_d .

Ne deriva che, a parità delle altre variabili geometriche, maggiore è il numero di passaggi, maggiore è la f_p e minore, in definitiva, il rumore trasmesso all'esterno della tubazione.

Le valvole convenzionali a singolo stadio hanno $N_o = 1$, tranne le versioni a sedgio doppio e a farfalla dove $N_o = 2$.

I benefici acustici derivanti dall'attenuazione acustica sono pertanto in questi casi trascurabili essendo elevati i valori di F_d e basse le f_p .



Fig. 10 *Gabbia singola tipo GBR - La riduzione di rumorosità è ottenuta mediante l'esecuzione di un numero elevatissimo di fori di diametro molto piccolo (2÷4 mm) - Attenuazione acustica fino a 15 dB.*

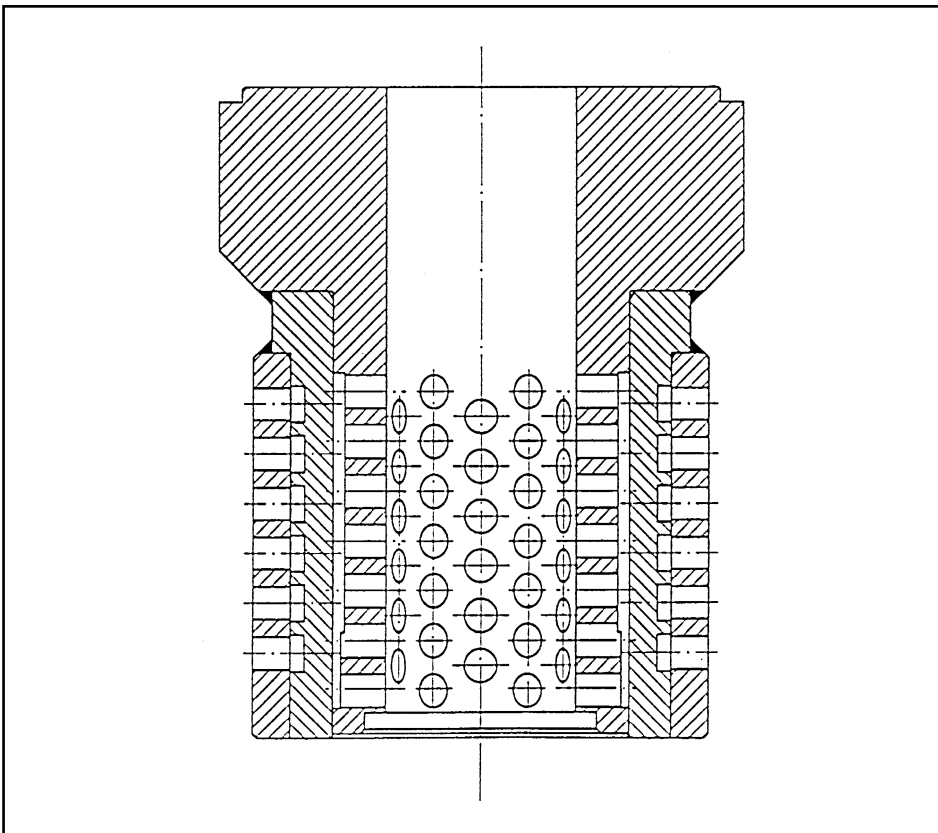


Fig. 11 *Trim a multigabbia - Il numero limitato di stadi e passaggi non consente di ottenere un beneficio acustico superiore ai 10 dB.*

Un trim a bassa rumorosità, realizzato sulla base di questo principio teorico, è rappresentato dall'esecuzione PARCOL GBR di fig. 10.

Si tratta di un'esecuzione a gabbia singola (single-stage, multipath) con un numero elevatissimo di fori di piccola dimensione. Con tale esecuzione si possono raggiungere valori di F_d estremamente bassi (anche $< 0,02$) cui corrispondono f_p superiori a 20 kHz.

Al vantaggio derivante dall'incremento di T_L (max 15 dB circa) si aggiunge il contributo del Δsp che, data la concentrazione delle intensità intorno alla f_p , risulta normalmente molto basso.

4.4 SOLUZIONI UNIVERSALI MULTISTAGE / MULTIPATH - TRIM TIPO LIMIPHON

Le esecuzioni a singolo passaggio a più stadi del tipo visto al paragrafo 4.2 beneficiano del basso rendimento acustico del regime sub-sonico, ma le loro frequenze di picco relativamente basse non favoriscono alte attenuazioni di parete.

I trim a gabbia a singolo stadio visti al punto 4.3 operano normalmente in salto critico ma si valgono dei bassi valori di F_d , e delle conseguenti alte frequenze, per beneficiare della riduzione sul rumore prodotto dovuta alla più alta T_L .

In entrambi i casi, si può parlare di una riduzione massima di rumorosità di 15 dB (rispetto alle esecuzioni convenzionali) che rappresenta certamente un'ottima performance acustica ma che è ottenibile tuttavia solo mediante un disegno e una costruzione particolarmente accurati.

Tenuto conto che, per le applicazioni più severe sono necessarie riduzioni di L_p superiori ai 20 dB si è arrivati alla messa a punto dei trim multistadio/multipassaggio nei quali si sommano i vantaggi delle due soluzioni precedenti.

Un primo passo nella realizzazione di questo principio è rappresentata dai trim multigabbia (fig. 11) che, tuttavia, non possono rappresentare la vera soluzione al problema per alcune loro limitazioni teoriche e costruttive.

La risposta definitiva ai problemi acustici più severi delle v.d.r. è invece rappresentata dal trim PARCOL tipo Limiphon, rappresentato in fig. 12 che è realizzato mediante la sovrapposizione di dischi metallici variamente forati e con particolari reciproche disposizioni.

Per tali esecuzioni non esistono limitazioni teoriche relative ai rapporti p_1/p_2 , al numero di stadi e controllo delle velocità.



Fig. 12 *Trim di valvole di regolazione tipo LIMIPHON del tipo universale multistage/multipath con pacco di dischi a labirinto. I passaggi del fluido sono ottenuti mediante la sovrapposizione dei dischi opportunamente forati e orientati fra di loro.*

In fig. 13 una tipica applicazione di una riduttrice 1° stadio di una stazione di decompressione gas / metano.

La costruzione di questo tipo di valvole, già per sua natura complessa, diventa estremamente impegnativa quando il fluido è a temperatura molto elevata.

Nella fig. 14 è illustrata una valvola by-pass turbina AP destinata a ridurre la pressione da 100 bar a circa 1,5 bar con una portata di vapore di 250 t/h circa e con un max livello di rumorosità di 90 dB(A) a tubo nudo.

Questo tipo di valvola ha un trim con un Cv specifico molto basso e pertanto, richiede generalmente una corsa molto elevata rispetto alle altre esecuzioni.

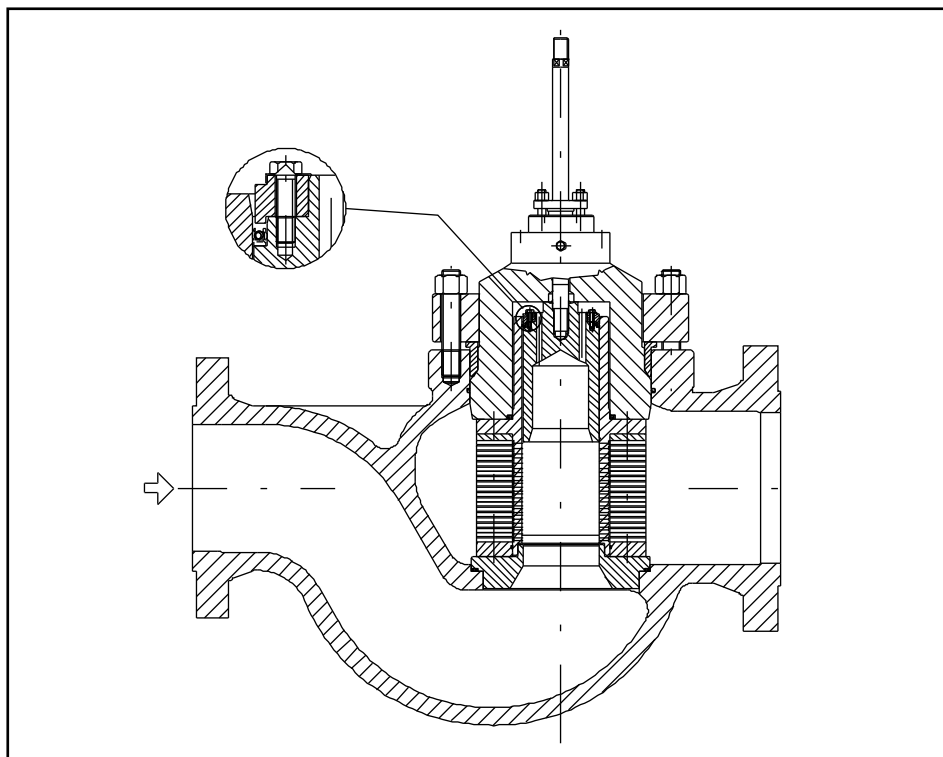


Fig. 13 *Riduttrice Limiphon con il caratteristico pacco di dischi - L'esecuzione è adatta per impieghi a bassa temperatura come ad es.: per le stazioni di riduzione pressione gas metano 1° stadio.*

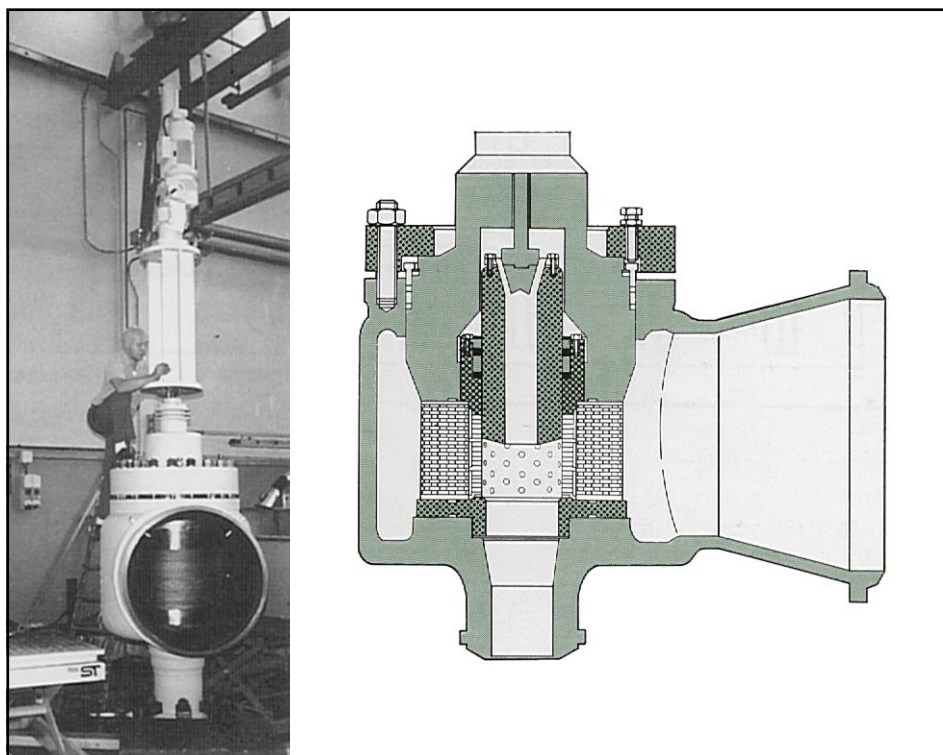


Fig. 14 *Valvola Limiphon per servizio su vapore d'acqua ad alta temperatura - Nella fotografia è illustrata un'applicazione particolarmente impegnativa:
by-pass turbina a condensazione DN 12" x 34"- $T_1=540\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $p_1 = 100\text{ bar}$ $p_2 = 1,5\text{ bar}$ portata max vapore = 250 t/h
 $L_p = 90\text{ dB(A)}$ a tubo nudo.*

INFLUENZA DEL PIPING

La previsione del rumore di una valvola di regolazione è condizionata dalla geometria del piping in cui essa è installata.

Riduzioni, curve, valvole di intercettazione, diramazioni ecc. contribuiscono a generare rumore, come tutte le altre possibili cause di turbolenza.

Data l'estrema complessità del problema non è possibile avere a disposizione semplici formule correttive e si possono solo dare alcune indicazioni di carattere generale:

- **Tratti rettilinei.**

Lo sviluppo minimo dei tratti rettilinei adiacenti alla valvola che è necessario per non influire sul livello di rumore previsto è il seguente:

6 DN a monte e 3 DN a valle dove DN rappresenta il diametro della connessione del corpo.

Tali lunghezze comprendono le eventuali riduzioni concentriche a sezione gradualmente variabile indicate in fig. 16.

Esse possono essere aumentate dal progettista in relazione alla gravosità di esercizio.

- **Riduzioni.**

Onde evitare rumorosità aggiuntiva è necessario che esse abbiano una variazione graduale di sezione soprattutto in uscita (vedi fig. 15). Evitare i raccordi di tipo eccentrico.

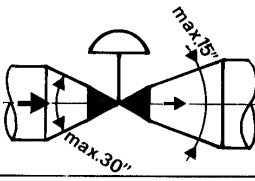
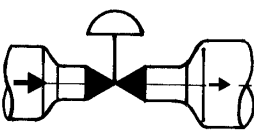
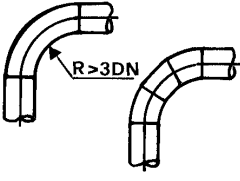
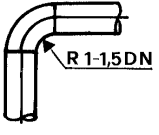
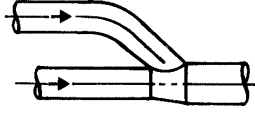
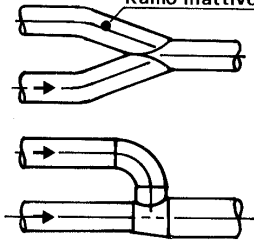
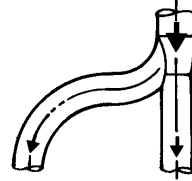
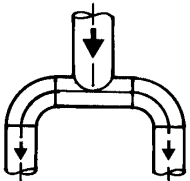
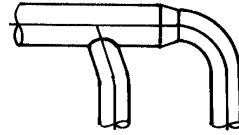
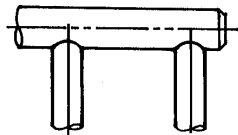
- **Valvole di intercettazione.**

Se sono montate nelle vicinanze della valvola di regolazione è conveniente siano del tipo full-bore (sfera o saracinesca).

- **Curve, diramazioni e altri raccordi.**

Ogni brusca deviazione del fluido o variazioni della sezione di passaggio provoca rumore. Se si vuole ridurre l'interferenza acustica di tali componenti occorre che il loro disegno sia migliorato come indicato in fig. 15.

Fig. 15 Effetto della configurazione del piping sulla rumorosità della linea.

	Consigliabile	Da evitare
Riduzioni		
Curve		 (1) Curve normalizzate
Confluenze		
Diramazioni		
Collettori		

SCARICHI ALL'ATMOSFERA

Il problema acustico dello scarico di un fluido comprimibile nell'atmosfera in cui si propaga il rumore può diventare molto critico perché:

1. Viene a mancare del tutto l'isolamento acustico della parete metallica.
2. Il rapporto p_1/p_2 raggiunge spesso valori elevati essendo nulla la contropressione.

Ad un primo esame, questo problema sembra solubile solo con l'applicazione (molto costosa) di un silenziatore su ogni scarico all'atmosfera. Fortunatamente questa soluzione risulta spesso evitabile per i seguenti motivi :

- Lo scarico libero si può considerare come una sorgente puntiforme con cadente dell' L_p di 6 dB per raddoppio di distanza.
- Solitamente gli scarichi liberi sono convogliati ad una certa distanza dai luoghi di possibile ascolto.
- Gli scarichi liberi non sono generalmente continui ma saltuari (valvole di sicurezza, avviamento impianti, stazioni di decompressione, ecc.) e pertanto per essi sono ammessi livelli sonori più alti di quelli per apparecchi in servizio continuo. La legge statunitense OSHA, ad esempio, ammette un livello max di 115 dB(A) per un tempo di esposizione al rumore di un quarto d'ora/8 ore.

Rispetto alle relazioni impiegate per gli scarichi convogliati viene attribuito in questo caso importanza alla distanza del microfono e alla sua angolazione (direzionalità) rispetto alla sommità del camino.

Per il calcolo del rumore prodotto dai vents può essere impiegata la relazione (1) ponendo $TL_{fp} = 0$.

L'uscita dal camino può essere considerata come una sorgente sferica con un decremento acustico di 6 dB per raddoppio della distanza.

Tuttavia, dato il suo carattere direzionale, il rumore da essa prodotto deve essere valutato in funzione dell'angolazione del microfono rispetto all'asse del condotto di scarico (vedi fig. 16).

L'equazione complessiva che ne risulta è la seguente :

$$L_{pA_{vent}} = 109 + 10 \cdot \log_{10} \frac{Wa}{r^2} - fs$$

dove :

- r = distanza del microfono dalla sommità del camino - m
- fs = fattore di forma dello scarico - dB (vedere fig. 17 in funzione di γ)
- γ = scostamento angolare del microfono - gradi

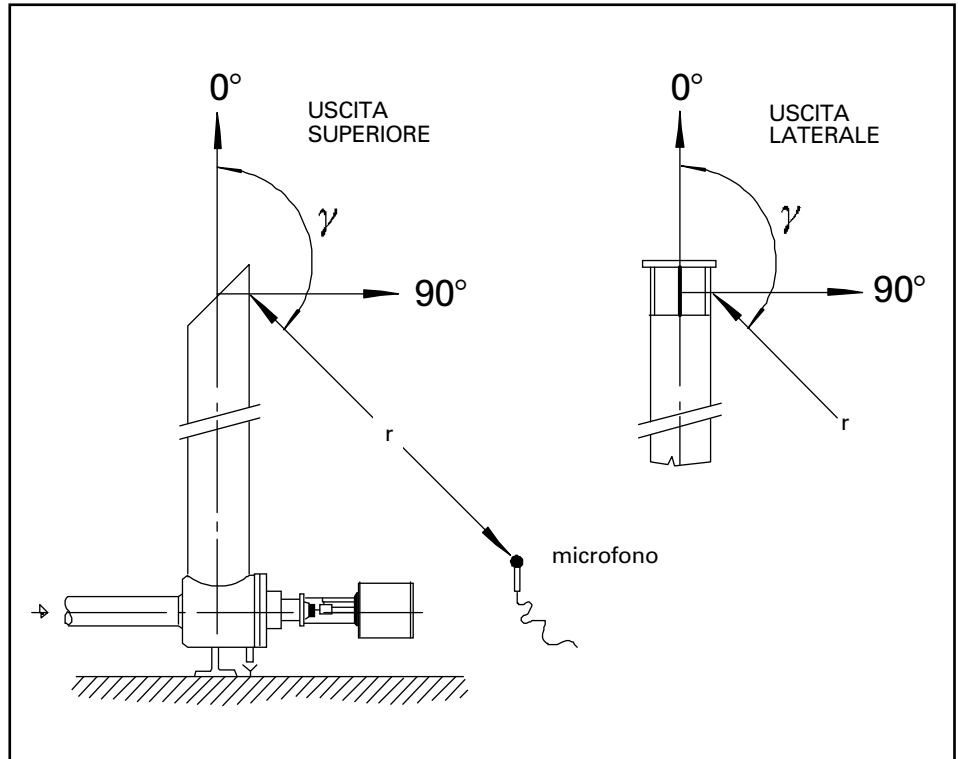


Fig. 16 Distanza e orientamento del microfono.

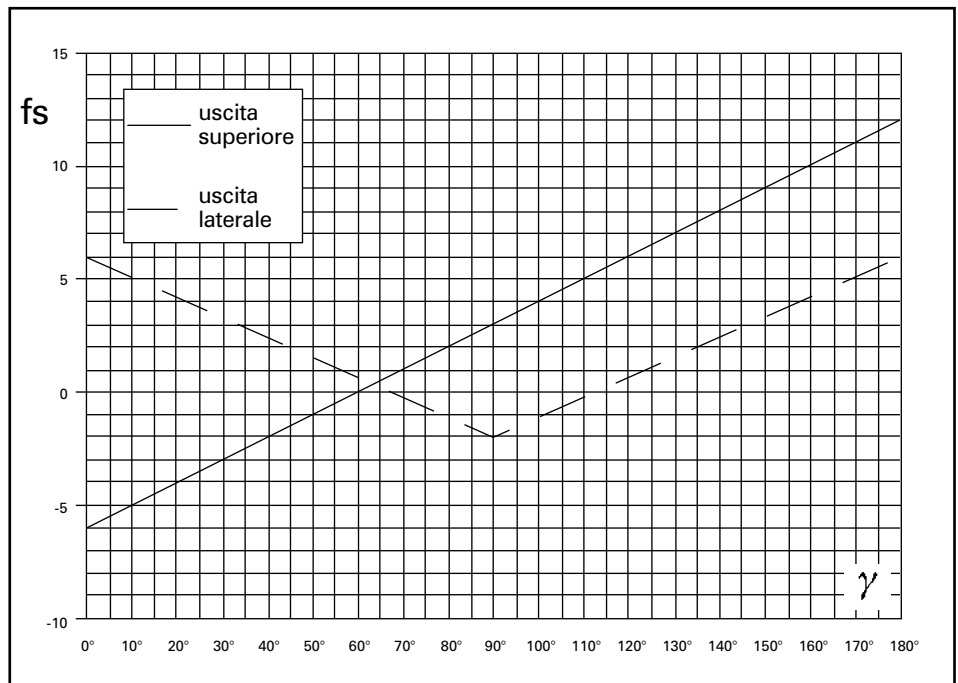


Fig. 17 Fattore di forma dello scarico - dB.

ISOLAMENTO ACUSTICO

La propagazione del rumore prodotto dalla valvola lungo il tragitto del fluido a valle avviene senza significative riduzioni.

L'isolamento acustico, pertanto, può risolvere il problema solo nella zona in cui esso è realizzato.

L'attenzione dei costruttori e installatori è spesso rivolta ai **rivestimenti termoisolanti** (molto comuni sulle linee per vapore) che, **essendo applicati lungo tutto lo sviluppo delle tubazioni**, diventano interessanti anche dal punto di vista acustico.

In fig. 18 sono illustrate tre tipiche esecuzioni di rivestimenti il cui potere fonoisolante è riportato nella tabella di fig. 19.

Purtroppo l'efficacia fonoisolante di tali rivestimenti viene limitata a causa di molteplici ragioni derivanti dalla loro messa in opera.

Vediamone le principali:

- "buchi acustici" costituiti da superfici, anche molto ridotte, non ricoperte.
- "ponti acustici" fra la parete della tubazione e la superficie esterna del rivestimento.
- "antenne acustiche" costituite da linee secondarie o pilastri di sostegno collegati rigidamente alla tubazione e passanti attraverso il rivestimento.
- fasciature non completamente sigillate o sormontate.

Questi particolari costruttivi non influiscono normalmente sull'efficacia dell'isolamento termico mentre rappresentano un serio inconveniente per quanto riguarda il potere fonoisolante del rivestimento.

Se a tutto questo si aggiunge la fuga di rumore dalle parti non protette della valvola (cappello e attuatore) si può facilmente comprendere quanto sia difficile risolvere mediante l'insonorizzazione il problema acustico delle valvole rispetto alle altre applicazioni industriali e civili.

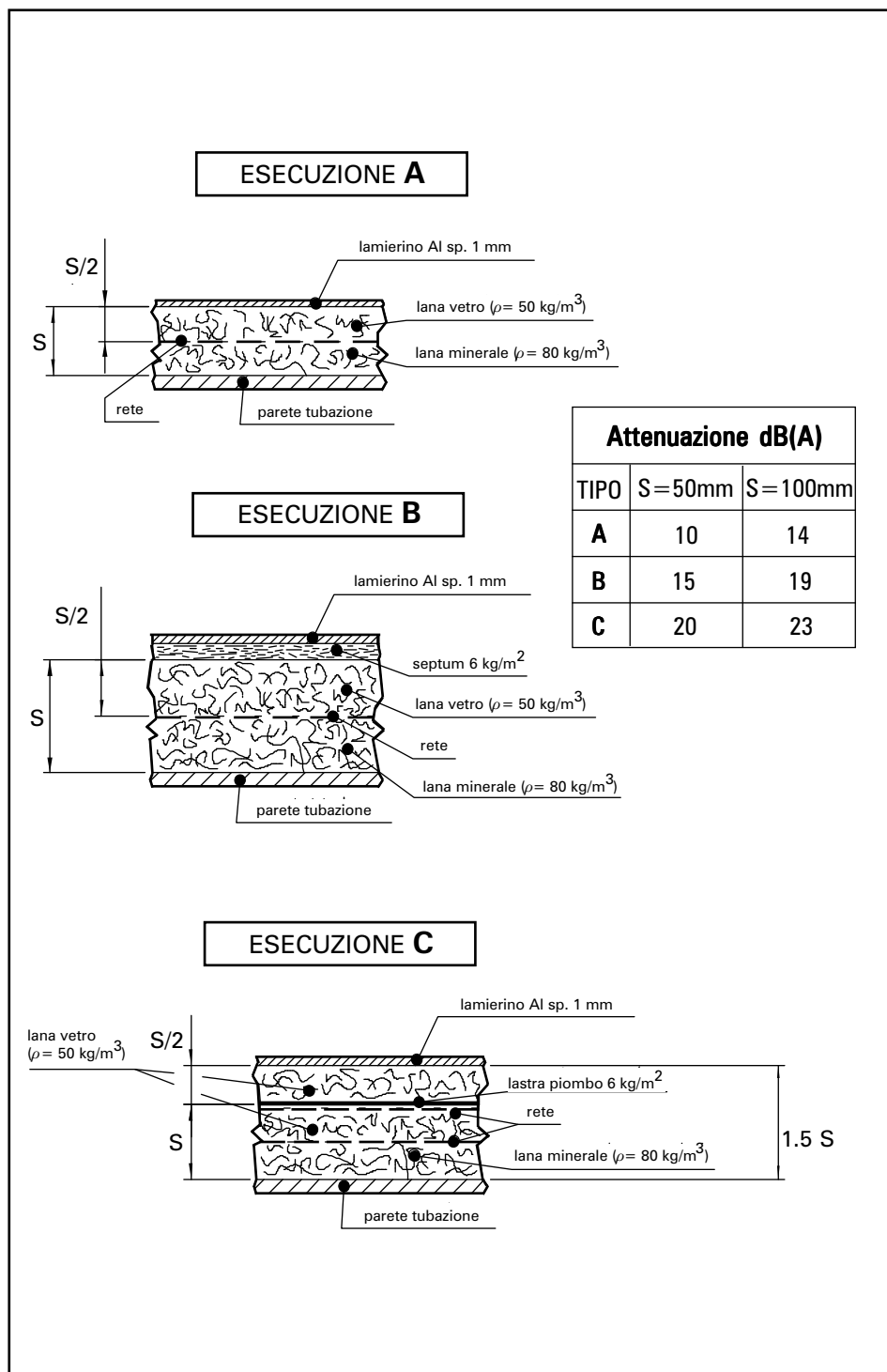


Fig. 18 Esempi di rivestimenti fono/termoisolanti di tubazioni.

NOTE

- L'esecuzione A è la tipica copertura termoisolante.
- Le esecuzioni B e C si possono considerare anche fonoisolanti.
- Le attenuazioni medie indicate nella tabella sono valide per un rivestimento completo, eseguito a regola d'arte ed esente da antenne o ponti acustici e si riferiscono a spettri con frequenze predominanti fra 2000 ÷ 8000 Hz. Per una più esatta valutazione in funzione del reale spettro rilevato all'esterno della tubazione vedere fig. 19.
- In pratica i valori effettivi sono sempre alquanto inferiori a quelli teorici (~ 5 dB(A)).

ATTENUAZIONE ACUSTICA - dB

Spessore rivestimento	Frequenza kHz	Tipo di esecuzione		
		A	B	C
S = 50	0.5	3.3	6.0	8.4
	1	4.3	7.7	10.8
	2	5.2	9.4	13.2
	4	6.2	11.1	15.6
	8	7.1	12.7	17.9
	16	8.1	14.5	20.5
S = 100	0.5	5.5	7.9	9.9
	1	7.0	10.2	12.7
	2	8.6	12.5	15.5
	4	10.1	14.8	18.3
	8	11.6	16.9	20.9
	16	13.3	19.3	23.9

Fig. 19 *Attenuazione acustica del rumore uscente dalla tubazione, in funzione del tipo di rivestimento (vedi fig. 18) e del suo spessore.*

OTTO REGOLE PER UN BUON PROGETTO ACUSTICO

IL RUMORE SI TRASMETTE ATTRAVERSO LA TUBAZIONE A VALLE !

L'attenuazione prodotta dalla tubazione dipende strettamente dalla sua geometria (spessore e diametro).

1

ATTENZIONE AL RUMORE DEL FLUSSO NEL PIPING !

Quando le velocità sono elevate o sono presenti brusche variazioni di geometria la rumorosità prodotta può essere elevata.

2

L'ANISOTROPIA AUMENTA IL RUMORE PRODOTTO DALLA VALVOLA !

La presenza di pareti o altri ostacoli vicini alla tubazione provoca la riflessione delle onde acustiche che aumentano il livello di pressione sonora.

3

L'ISOLAMENTO ACUSTICO: DOVE

L'isolamento acustico risolve il problema di eccessiva rumorosità solo localmente essendo trascurabile l'attenuazione lungo la tubazione.

4

L'INFLUENZA DELLO SPETTRO ACUSTICO

Il rumore con frequenza di picco più alta è maggiormente assorbito dalla parete della tubazione. Attenzione: questo è vero solo se la frequenza di picco è superiore alla frequenza di risonanza della tubazione.

5

ATTENZIONE ALLE ALTRE SORGENTI DI RUMORE !

La rumorosità prodotta da ogni sorgente sonora va a sommarsi alla rumorosità prodotta da altre sorgenti.

6

L'ISOLAMENTO ACUSTICO: COME

Esecuzioni non accurate, buchi e ponti acustici possono ridurre sensibilmente l'efficacia del rivestimento.

7

ATTENZIONE AGLI AMBIENTI RIVERBERANTI !

Quando il locale è di piccole dimensioni e/o dotato di pareti con coefficiente di assorbimento acustico molto basso, il rumore di fondo può assumere valori rilevanti.

8

Bibliografia

- [1] Baumann, H.D. - "A Method for Predicting Aerodynamic Valve Noise Based on Modified Free Jet Noise Theories", ASME Paper 87 - WA/NCA-7 28, Dicembre 1987 -

 - [2] ISA S75.17 - 1989 - "Control valve Aerodynamic Noise Prediction" -

 - [3] Fagerlund, A.C. and Chow, D.C., "Sound Transmission Through a Cylindrical Pipe Wall" -
ASME Journal of Engineering for Industry Vol. 103, No 4, November 1981, pp. 355-360 -

 - [4] Muroli Paolo - "Le valvole di regolazione per processi industriali" - PEG Milano 1991

 - [5] Muroli Paolo - "Le valvole di regolazione a bassa rumorosità per le centrali termiche" -
Convegno ATI / Milano - Novembre 1994
-