

# MISURA DELLA VELOCITÀ DEL SUONO E ANALISI DELLE PULSAZIONI INDOTTE DAL SISTEMA DI POMPAGGIO DI VISBREAKING TAR IN CARICA AD UN IMPIANTO DI GASSIFICAZIONE PER CICLO COMBINATO

D. Madonna Ripa (1), R. M. Gavioso (1), R. Spagnolo (1), A. Brighenti (2), A. Pavan (2), L. Manara (3), M. Schirru (4)

- 1) Istituto Elettrotecnico Nazionale Galileo Ferraris, Torino
- 2) S.A.T.E. s.r.l. - Systems & Advanced Technologies Engineering, Venezia
- 3) Peroni Pompe S.p.a., Milano
- 4) Sarlux S.r.l., Sarroch (Cagliari)

## 1. Introduzione

L'analisi dinamica delle pulsazioni di pressione in un impianto di pompaggio è necessaria per verificare che non esistano fenomeni prossimi alla risonanza acustica interna nei condotti, generati dalla portata pulsante di pompe a pistoni, che possano provocare eccessive vibrazioni meccaniche delle tubazioni, sollecitazioni sugli organi meccanici delle pompe o peggioramento delle loro prestazioni. L'analisi dinamica consente inoltre di progettare gli smorzatori necessari per abbattere le pulsazioni critiche, al di sotto dei valori limite raccomandati dagli standard di riferimento [1].

La metodologia di analisi dello studio presentato non è nuova, in quanto già presentata da alcuni degli autori in precedenti lavori con riferimento ad applicazioni in impianti di compressione di gas (Brighenti & al. [3,4,5]); nel caso esaminato non si avevano però a disposizione dati attendibili sulla velocità del suono (o sul coefficiente di comprimibilità cubica, da cui ricavarla) né per il fluido di processo né per altri simili, alle condizioni di elevata pressione e temperatura operative. Altri aspetti critici erano le alte temperature operative e la variabilità delle pressioni medie di aspirazione e mandata, dovute a fattori anche stagionali del processo, che limitavano la gamma di scelta tra i possibili tipi di soppressori di pulsazioni. Inoltre le numerose combinazioni tra pompe e gassificatori in esercizio, determinavano diverse caratteristiche di risonanza dell'impianto e quindi una stretta banda utile delle frequenze di progetto degli smorzatori, a loro volta in relazione con il valore della velocità del suono nel fluido.

## 2. Descrizione dell'impianto di pompaggio

L'impianto studiato costituisce il circuito di alimentazione di idrocarburi pesanti (Visbreaking TAR) ai gasificatori, che fanno parte del sistema IGCC nella raffineria Saras di Sarroch. Le pompe di alimentazione che generano le pulsazioni di pressione sono di tipo volumetrico a pistone. Il liquido pompato (TAR) è un residuo delle lavorazioni di raffineria analogo ad un catrame, con densità compresa tra 850 e 1050 kg/m<sup>3</sup> e viscosità compresa tra 150 e 200 cSt a 225 °C; è un liquido molto denso a temperatura ambiente. Il TAR è mantenuto alla temperatura operativa del sistema tramite tracciatura delle tubazioni con vapore d'acqua e coibentazione con lana di roccia.

Considerata la bassa comprimibilità del fluido, le pompe alternative generano una portata istantanea praticamente indipendente dalle pressioni a monte e a valle delle stesse, con valore medio e armoniche di modulazione determinati principalmente dalla cilindrata, dal rapporto di manovella e dalla velocità di rotazione dell'albero. Quest'ultima può essere considerata costante per determinate condizioni operative, ma può variare lentamente nel tempo secondo esigenze di processo. Il valore nominale considerato è di 100 RPM.

Contrariamente a quanto succede in un impianto di compressione di gas, le parti di impianto dal lato di aspirazione e di mandata possono essere analizzate separatamente dal punto di vista dell'acustica interna, non essendovi mutua influenza grazie alla barriera costituita dalle pompe, dotate delle seguenti caratteristiche:

– Pressione media assoluta di aspirazione	0.7 – 0.8	MPa
– Pressione media assoluta di mandata	4.2 – 4.6	MPa
– Temperatura media (aspirazione e mandata)	200 – 230	°C
– Numero pistoni per ciascuna pompa	3	
– Diametro pistoni	150	mm
– Corsa	175	mm
– Rendimento volumetrico	0.96	--
– Rapporto di manovella	0.186	--
– Portata (a 100 RPM)	13	m <sup>3</sup> /s

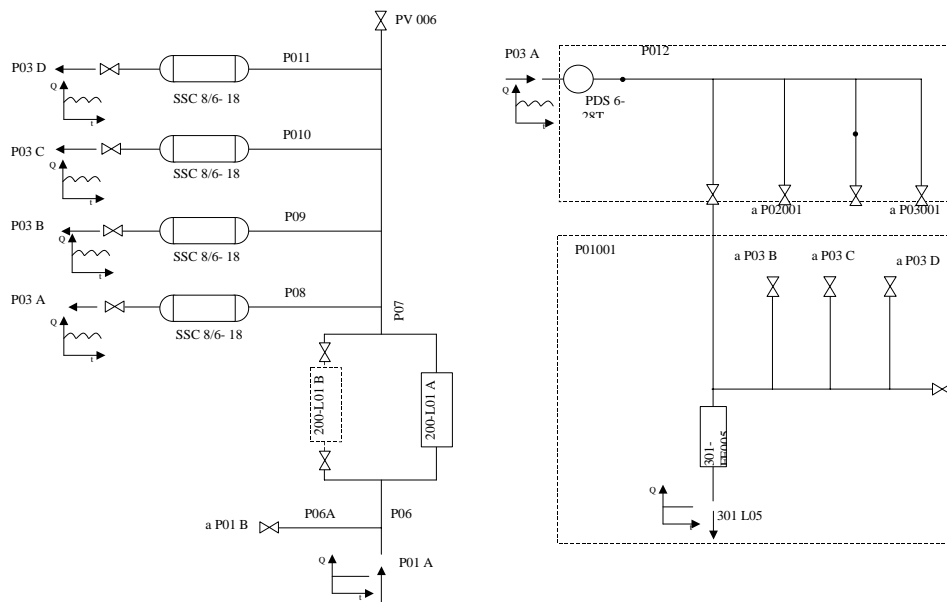


Figura 1 - Schema unifilare dell'impianto di pompaggio (a sinistra: aspirazione, a destra: una delle configurazioni di mandata); la posizione delle pompe è indicata dai simboli P03A/B/C/D.

Le configurazioni possibili del sistema dal lato di aspirazione sono quattro, dal momento che, alternativamente, una delle quattro pompe a pistone è ferma, mentre ognuna delle altre alimenta uno dei tre gasificatori del processo (Figura 1, a sinistra). Le configurazioni di mandata invece sono dodici, in quanto ciascuna delle quattro pompe a pistoni può alimentare ognuno dei tre gasificatori presenti nell'impianto, mediante valvole di intercettazione opportune (Figura 1, a destra è mostrato un esempio). Le

lunghezze delle linee principali e delle ramificazioni cieche delle tubazioni connesse alle pompe cambiano notevolmente da una all'altra combinazione: da 84 a 96.5 m all'aspirazione e da 90 a 123 m in mandata, con tubazioni di diametro rispettivamente di 8" - 12" e di 6" - 12".

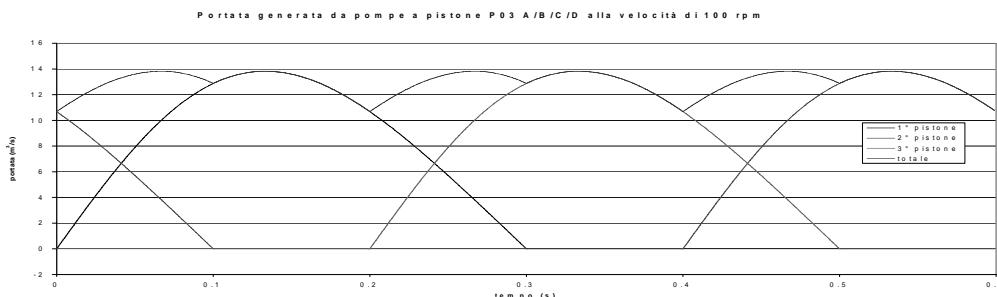


Figura 2 - Andamento teorico della portata erogata da ciascun pistone e complessiva (involuppo superiore) di una delle pompe dell'impianto esaminato.

Da quanto sopra discende un'estrema variabilità delle caratteristiche acustiche interne del sistema di tubazioni, cui corrispondono diversi modi e frequenze naturali, nonché diverse risposte allo spettro del segnale generato dalle pompe. Non è infrequente inoltre che anche la velocità del suono, da cui discendono le caratteristiche di risonanza acustica delle condotte, abbia una certa variabilità. Normalmente si effettuano calcoli di analisi di sensibilità a tale parametro in modo da poter accettarne una relativa incertezza garantendo che gli smorzatori siano comunque efficaci nell'intervallo di valori considerato. Nel caso in oggetto, l'aggiunta (alle già ampie variabilità di condizioni di funzionamento e di progetto) di un'incertezza di oltre il 5% su tale importante parametro non avrebbe consentito di ottenere un progetto accettabile degli smorzatori, né dal punto di vista tecnico né da quello economico.

Da ciò la necessità di una misura diretta, alle pressioni e temperature reali di processo, su più campioni di fluido.

L'elevata temperatura di lavoro, superiore a 200°C, rendeva inoltre inutilizzabili gli smorzatori di pulsazioni basati su accumulatori a gas a membrana, sia all'aspirazione che alla mandata delle pompe: le membrane sintetiche per la separazione gas-liquido non sono infatti in grado di resistere a tali condizioni per tempi compatibili con un esercizio continuo pluriennale. D'altra parte smorzatori con contatto diretto liquido-gas inerte, già sperimentati nell'impianto in oggetto, subiscono una rapida dissoluzione del gas nel liquido, con conseguente graduale perdita della funzionalità di smorzamento. Un'altra soluzione tecnicamente fattibile, basata sulla separazione mediante soffiotti metallici tra gas e liquido (certamente compatibile con le temperature di processo), avrebbe comunque richiesto la regolazione della pressione e della massa di gas inerte nello smorzatore, introducendo una complicazione e una potenziale sorgente di guasto dell'impianto, per la presenza di sistemi attivi.

Pertanto la soluzione preferita per il progetto degli smorzatori delle pulsazioni di pressione è consistita in recipienti resistenti a pressione, con circuiti interni in serie/parallelo con le linee di flusso principale, con comportamento reattivo. Essi sono quindi totalmente passivi, privi di parti in movimento, assimilabili per l'aspirazione a risonatori di Helmholtz e per la mandata a silenziatori induttivi (analoghi per geometria a quelli utilizzati nei motori alternativi a combustione interna [2,6]).

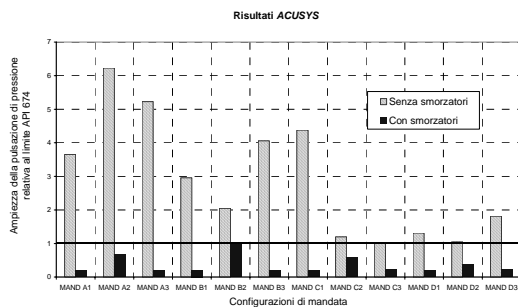


Figura 3 - Riduzione dell'ampiezza dell'armonica critica con l'utilizzo di soppressori delle pulsazioni, in rapporto al valore limite secondo API674-sez.3.6 [1]. In tutti i casi l'armonica critica è a 10 Hz.

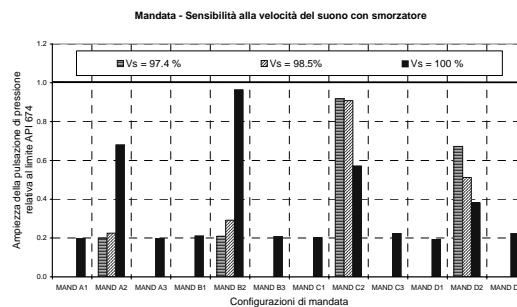


Figura 4 - Analisi di sensibilità dell'ampiezza dell'armonica critica al variare della velocità del suono "Vs", rapportata al valore nominale di progetto (100%). In tutti i casi l'armonica critica è a 10 Hz.

I risultati ottenuti con il progetto assistito dall'analisi dinamica (Figura 3) mostrano l'efficacia degli smorzatori progettati per ridurre le pulsazioni, altrimenti oltre i limiti. Le analisi di sensibilità (Figura 4) hanno inoltre confermato l'importanza di basare i calcoli su un valore attendibile della velocità del suono. Il calcolo di progetto degli smorzatori di mandata è stato fatto tenendo presente non solo le configurazioni d'impianto più critiche (A2, B2, C2 e D2 in Figura 4), ma anche la possibile variazione della loro efficienza al variare della velocità del suono.

### 3. Apparato sperimentale e metodo per la misura della velocità del suono

La velocità del suono è stata misurata per mezzo di una tecnica ultrasonica tipo *delay line*, basata sulla determinazione dell'intervallo di tempo necessario alla propagazione di un impulso acustico su una distanza nota attraverso il fluido in esame [10]. Il componente principale dell'apparato sperimentale utilizzato per la misura è costituito da una cella cubica in acciaio inox. Sulla superficie interna della cavità sono montati due trasduttori piezoelettrici dello spessore di 1 mm, premuti da anelli in acciaio contro supporti di teflon, aventi rispettivamente la funzione di emettitore e ricevitore di impulsi ultrasonici. La distanza nominale a temperatura ambiente fra i due trasduttori è di circa 58 mm. Durante le misure la cella è posta all'interno di una stufa ad aria ed è connessa ad un circuito idraulico a tenuta di pressione, cui sono collegati una bombola di gas compresso (elio) ed un trasduttore per la misura della pressione avente un'incertezza di 0.05 MPa. La temperatura viene mantenuta e controllata dal termostato della stufa con una stabilità ed uniformità di  $\pm 0.4$  K. La temperatura associata ad una singola misura di velocità del suono è determinata dalla media delle letture di due termometri a resistenza di platino fissati sulla superficie esterna della cella.

Un generatore di funzioni eccita il trasduttore piezoelettrico usato come sorgente con un treno d'onde sinusoidale di 10 cicli alla frequenza portante di 1.10 MHz o 3.34 MHz (rispettivamente corrispondenti alla frequenza di risonanza fondamentale e alla terza armonica del disco piezoelettrico) con ampiezza di  $10 V_{p-p}$ . Il segnale elettrico fornito al trasduttore e il segnale generato dal ricevitore sono registrati da un oscilloscopio digitale. Le forme d'onda hanno una durata di pochi  $\mu s$  e vengono acquisite dall'oscilloscopio con una frequenza di campionamento di  $4 \cdot 10^9$  campioni al secondo.

La velocità del suono si ottiene dalla relazione:

$$(1) \quad u_{\text{exp}} = \frac{L}{\tau_{\text{exp}}} \quad [\text{m/s}]$$

In Eq. 1  $L$  è la distanza tra sorgente e ricevitore e  $\tau_{\text{exp}}$  è il corrispondente ritardo temporale. Quest'ultimo viene ottenuto dalla funzione di correlazione  $C(\tau)$  tra il segnale acustico prodotto dal trasduttore sorgente  $P_1(t)$  e il segnale prodotto dal ricevitore  $P_2(t)$ :

$$(2) \quad C(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} P_1(t)P_2(t + \tau)dt \quad [\text{u.a.}]$$

assumendo come tempo di ritardo tra le due forme d'onda il valore  $\tau_{\text{exp}}$  che massimizza la funzione  $C(\tau)$ . Poiché il trasduttore piezoelettrico, per migliorare il rapporto segnale/rumore, viene utilizzato in condizioni di risonanza e senza smorzamento, è necessario modificare la forma degli impulsi elettrici registrati dall'oscilloscopio  $P_{1\text{exp}}(t)$  e  $P_{2\text{exp}}(t)$  secondo la funzione di trasferimento  $H(f)$  dei trasduttori:

$$(3) \quad P_i(t) = F^{-1} \left[ H^{3-2i}(f) * F[P_{i\text{exp}}(t)] \right], \quad i = 1, 2 \quad [\text{u.a.}]$$

dove  $F[\dots]$  indica l'operatore di trasformazione di Fourier. I parametri della funzione  $H(f)$  sono ricavati con una procedura di *fit* non-lineare dagli stessi segnali digitalizzati dall'oscilloscopio. La dimensione  $L$  è stata ottenuta da due serie di misure di calibrazione effettuate in acqua pura e dai corrispondenti valori di velocità del suono calcolati dall'equazione di stato per l'acqua nella formulazione IAPWS-95 [11].

La variazione di  $L$  in funzione di pressione e temperatura è calcolata con l'equazione

$$(4) \quad L(T, p) = L(T_0, p_0) [1 + \alpha(T - T_0) + \beta(p - p_0)] \quad [\text{m}]$$

dove  $\alpha$  e  $\beta$  sono rispettivamente i coefficienti di espansione termica e la compressibilità adiabatica del materiale costituente la cella di misura, ricavabili dai risultati della procedura di calibrazione.

#### 4. Risultati delle misure

Le misurazioni della velocità del suono nel campione in prova sono state effettuate lungo sei isoterme (120, 150, 200, 220, 240, 260 °C) a cinque differenti pressioni (0.1, 0.2, 0.4, 0.8, 1.2 MPa). Per verificare la ripetibilità del metodo di misurazione e per evidenziare la dipendenza della velocità del suono dalla pressione, l'isoterma a 220 °C è stata rideterminata su un intervallo esteso fino a 5 MPa con un diverso campione di fluido. A titolo esemplificativo, nella Figura 5 sono illustrati i risultati ottenuti lungo l'isobara a pressione atmosferica e lungo l'isoterma a 220 °C.

L'incertezza massima associata alla misurazione del tempo di ritardo nel campione in analisi, stimata come metà del periodo del segnale portante, è di 0.45  $\mu\text{s}$ . L'incertezza associata alla misurazione della lunghezza del cammino acustico, che dipende dall'incertezza sugli intervalli temporali misurati durante la calibrazione con acqua (usando impulsi da 3.34 MHz), risulta pari a 0.233 mm. L'incertezza estesa con livello di fiducia > 95% (corrispondente ad un fattore di copertura  $k = 2$ ) è risultato pari a 0.98%.

#### 5. Conclusioni

L'analisi di sensibilità in funzione della velocità del suono ha confermato l'importanza di disporre di misure accurate. È stato confermato che l'ampiezza delle pulsazioni può variare del 100% in funzione di variazioni di questo parametro del 2-3%.

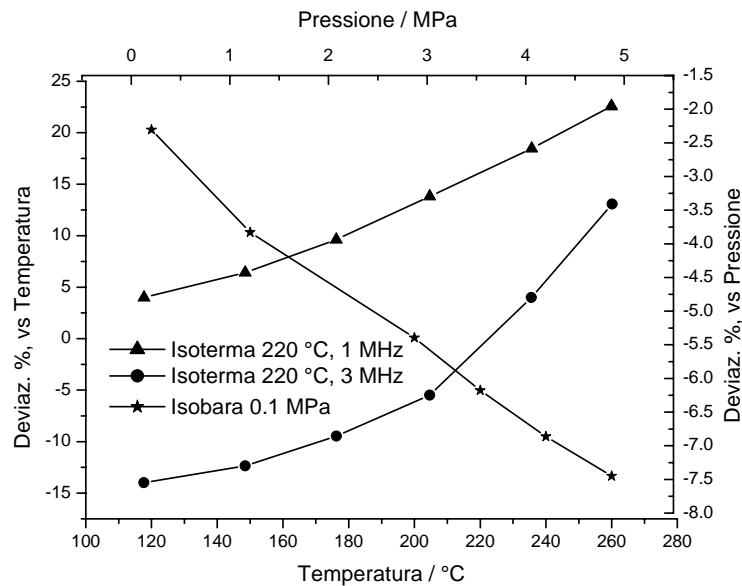


Figura 5 - Andamento della velocità del suono nel fluido in esame. I valori sono espressi come deviazione percentuale rispetto a quello di riferimento per le condizioni di mandata delle pompe (temperatura di 220 °C e pressione 4.2 Mpa).

Le misure eseguite hanno permesso di restringere l'intervallo d'incertezza, in modo da assicurare che la progettazione dei dispositivi sia centrata sulle condizioni peggiori tra quelle possibili. La metodologia di misura si è dimostrata ripetibile e potrà essere utilizzata anche in future indagini sia per la verifica con diversi lotti dello stesso fluido (TAR), sia per la caratterizzazione di altri fluidi, quali gli slurry di raffineria.

### Bibliografia

1. API STANDARD 674: "Positive Displacement Pumps - Reciprocating", 2<sup>nd</sup> Ed., June 1995.
2. Beranek L.L., Vér I.L.: "Noise and Vibration Control Engineering – principles and Applications", John Wiley & Sons, 1992
3. Brighenti A.: "Analysis of the propagation of internal acoustic pulsations in fluid systems by advanced simulation techniques", G.I.S.I.: Workshop on Noise of Fluid-dynamic Equipment in Industrial Processes, Cinisello Balsamo (Milan), 6 May 1997.
4. Brighenti A., Pavan A.: "ACUSCOMP and ACUSYS – A powerful hybrid linear/non linear simulation suite to analyse pressure pulsations in piping", ISMA 2002 - International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven (Belgium), 16-18 Sep. 2002.
5. Brighenti A., Maffei M., Pavan A.: "Investigation on the influence of pressure pulsations on multistage reciprocating compressors - Comparison between test and simulation results" - European Forum for Reciprocating Compressors - 3rd EFRC Conference, Wien 27-28 March, 2003.
6. Munjal M.L.: Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, Inc. 1987
7. J. P. M. Trusler, "Physical Acoustics and Metrology of Fluids", Adam Hilger Series on Measurement Science and Technology, (1991).
8. W. Wagner, A. Pruss, J. Phys. Chem. Ref. Data 31:387 (2002).