

La Raccolta R ed. 2009 alla luce dell'utilizzo di nuove tecniche di progettazione, atte ad incrementare il livello di sicurezza nei medi e grandi impianti di Cogenerazione.

D. Tropiano*, G. A. Zuccarello*, M. Lombardi**

*INAIL – UOT CVR Bologna

**Enerconsulting S.r.l.

Sommario

L'articolo si propone di discutere in maniera costruttiva le regole della Raccolta R.2009 allorquando siano da applicare agli impianti industriali o comunque di media e grande potenza. Si dimostrerà che è possibile raggiungere livelli di sicurezza di impianto uguali o superiori, consentendo anche di superare i limiti imposti dalla norma, utilizzando nuovi criteri di progettazione, quali ad esempio:

- Calcoli meccanici dei piping e degli sforzi che questa può sopportare con norme consolidate (es. ASME B31.3 o EN13480);
- Verifica condizioni di installazione delle valvole di sicurezza, tramite calcoli termo fluidodinamici già consolidati (es. API standard);
- Verifiche termodinamiche alle differenze finite – Tecniche CFD;
- Analisi dei rischi degli impianti con tecniche consolidate (es. HAZOP) e Tecniche di valutazione del "Performance Level" delle catene di sicurezza, atte ad ottimizzare l'affidabilità e la sicurezza dell'impianto (es. valutazione SIL).

Si richiamerà il caso pratico di analisi di un impianto di Teleriscaldamento - TLR da 80MW.

Ringraziamenti

Un ringraziamento particolare al P. Naut. P. Ballini per il contributo apportato nella stesura del presente lavoro.

1. Introduzione

Nella progettazione e nella realizzazione di un impianto di cogenerazione di grande potenza si incontrano problematiche di tipo normativo che devono essere affrontate prima dal progettista, e dopo, dall'Ente preposto all'omologazione. Nello specifico caso in esame, la norma da applicare è la Raccolta R ed. 2009, contenente le specificazioni tecniche applicative del Titolo II del D.M. 1.12.1975.

La Raccolta R ed.2009 trova la sua massima utilità per l'esercizio in sicurezza di impianti di piccola e media potenza, mentre risulta carente per affrontare adeguatamente tutte quelle problematiche che nascono in sistemi più complessi o utilizzando grandi volumi d'acqua o grossi diametri per le tubazioni, e che, se trascurate, possono generare gravi situazioni di rischio. Per queste tipologie di impianti, pur in presenza di attrezzature regolarmente marcate CE ai sensi delle Direttive di prodotto, nella fase di integrazione per la realizzazione dell'impianto complesso, si rimanda di fatto la responsabilità della progettazione d'impianto all'utilizzatore, che nella maggioranza dei casi può non avere le conoscenze tecniche necessarie per una valutazione di sicurezza adeguatamente accurata.

Nella fase di progettazione di tali tipologie di impianti, l'impiego di ulteriori norme tecniche internazionali consente di raggiungere livelli di sicurezza di impianto senz'altro superiori a quelli conseguibili attraverso la semplice applicazione delle norme nazionali vigenti.

L'applicazione di tali norme europee, suggerisce di modificare il posizionamento degli organi di Sicurezza, in deroga alle attuali norme vigenti.

Di seguito vedremo come tutte queste problematiche sono emerse e sono state affrontate nella progettazione di un impianto di teleriscaldamento da 80MW, utilizzato per la produzione di acqua calda presso la città di Imola, all'interno dell'impianto di Cogenerazione di HERA S.p.A.

2. La Centrale di Cogenerazione

Per una più facile comprensione di quanto di seguito descritto, si faccia riferimento allo schema di funzionamento della centrale, indicato in Figura 1.

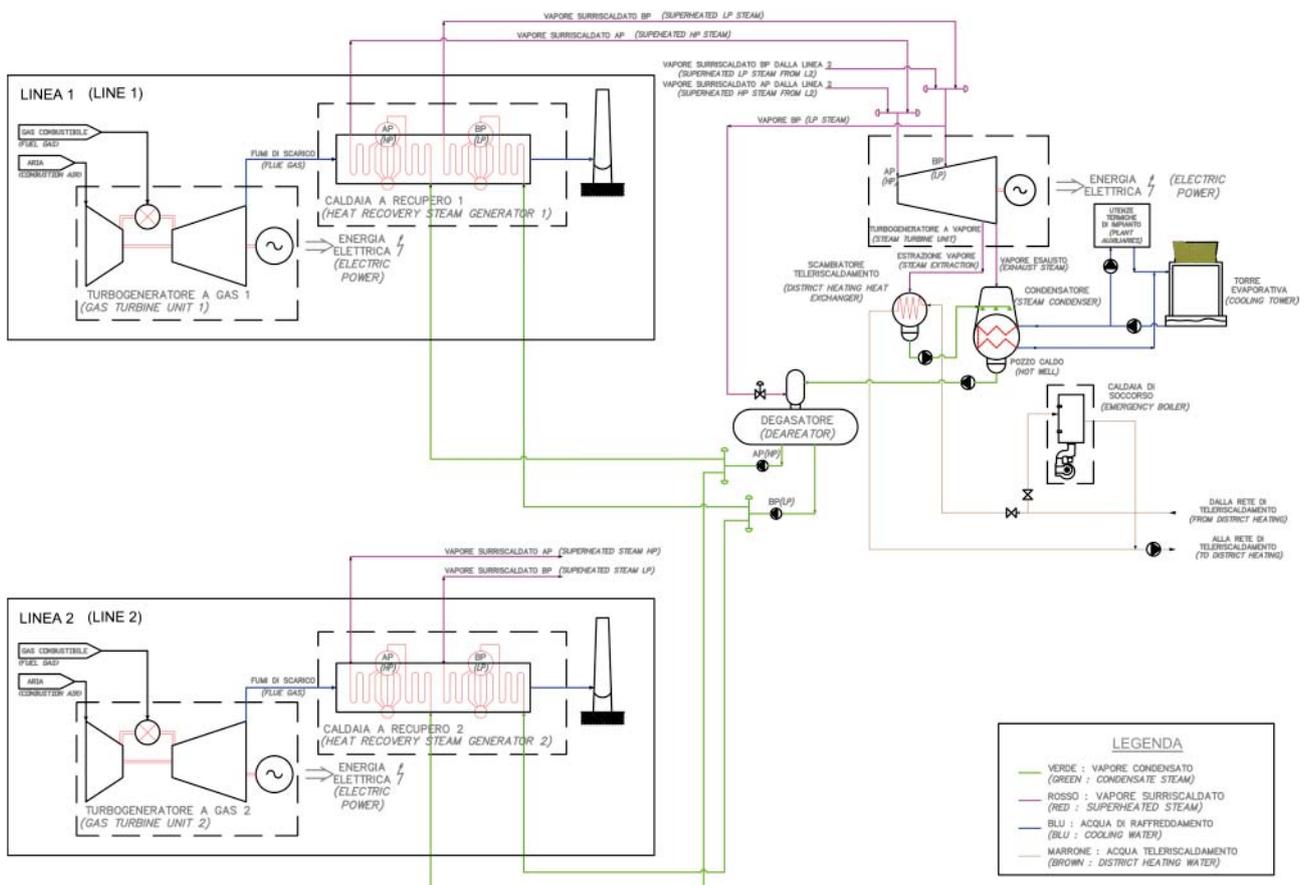


Figura 1 – Schema di Funzionamento della Centrale di Cogenerazione HERA S.p.A.

L'energia primaria utilizzata dalla centrale in esame proviene dalla combustione di gas metano, che alimenta i due turbogeneratori a gas producendo energia elettrica. I gas di scarico, ancora ad elevata temperatura (circa 500°C) e, quindi, ad alto contenuto energetico, anziché essere scaricati in atmosfera sono inviati alle caldaie di recupero. Qui, grazie all'utilizzo di particolari dispositivi di scambio termico (banchi), i fumi cedono il calore posseduto all'acqua per la sua trasformazione in vapore. I gas di scarico, dopo aver ceduto il proprio contenuto energetico all'acqua/vapore, vengono scaricati in atmosfera a circa 110°C. Il vapore surriscaldato prodotto dalle due caldaie, ai due diversi livelli di pressione, viene inviato al turbogeneratore a vapore e, grazie alla sua espansione, viene prodotta ulteriore energia elettrica. A uno stadio intermedio della sua espansione in turbina, quando il vapore si trova nelle condizioni di 1,7 bar e 133°C, una parte del vapore viene estratto e inviato a uno scambiatore di calore, dove condensa e cede calore all'acqua del circuito di Teleriscaldamento, che viene così riscaldata fino a 92°C. Il vapore che non viene estratto continua la sua espansione in turbina per la produzione di energia

elettrica, fino a quando ormai esausto, viene scaricato nel condensatore, in condizioni di sottovuoto. Nel caso in cui la produzione di calore per il circuito di teleriscaldamento non sia possibile, tale servizio viene garantito dalle caldaie di soccorso.

3. Metodologie di calcolo integrative

È inevitabile che le grandi potenze e le relative masse d'acqua richieste in questa tipologia d'impianti, portino a dover valutare aspetti che in impianti più piccoli, anche in quelli di medie dimensioni, siano trascurabili od addirittura inesistenti. L'approccio e i metodi di verifica utilizzati in impianti di differente natura (es. classico ciclo termico generatore, turbina, condensatore e degasatore), possono fornire validi spunti per una serie di problematiche che dovrebbero essere prese in considerazione nella fase di progettazione di sistemi di produzione di acqua calda, allorquando questi siano integrati negli impianti complessi di cui sopra (es. cogenerazione al servizio del Teleriscaldamento).

3.1. Calcoli meccanici dei piping

Negli impianti di produzione acqua calda tradizionali la resistenza delle tubazioni al carico permanente (pressione, massa del fluido, della tubazione stessa, della coibentazione, peso dei componenti, ecc.) e agli sforzi dovuti alla variazione di temperatura, sono ritenuti trascurabili una volta utilizzato un acciaio di adeguato spessore, derivato nella grande maggioranza dei casi dalla buona prassi consolidata. Differentemente, quanto si parla di tubazioni di grande diametro, con masse di acqua anche di due ordini di grandezza superiori rispetto alla maggioranza degli impianti di riscaldamento, gli sforzi derivanti assumono valori critici, specialmente nel tratto prossimo al produttore di acqua calda. Norme di progettazione specifiche, come l'ASME B31.3 [1] e l'EN13480-3 [2], permettono di prevedere gli sforzi agenti sui piping, e di verificare sia la resistenza ai carichi permanenti sia l'adeguata flessibilità a seguito della variazione di temperatura. Ancora più importante, ci permettono di quantificare gli sforzi agenti sulla tubazione a seguito dell'apertura delle valvole di sicurezza (vedi § 4.1) e gli sforzi agenti sugli attacchi degli scambiatori/generatore (vedi § 3.2). Nella peggiore delle ipotesi tale verifica si potrebbe estendere a tutto lo sviluppo della tubazione all'interno dello stabilimento, ma sicuramente il tratto di maggiore importanza è quello che va dal produttore fino al primo punto fisso.

3.2. Calcoli meccanici sui produttori di acqua calda

Le caldaie e gli scambiatori per produzione di acqua calda, a prescindere dalla loro dimensione, sono progettati con standard di calcolo più che consolidati, in moltissimi casi sono anche soggetti direttamente alla marcatura CE secondo direttiva PED. Negli impianti di grandi dimensioni sorge però la necessità di integrare la progettazione che potremmo definire "classica" con valutazioni inerenti i punti di interfaccia con gli altri apparecchi e definite trascurabili in alcuni manuali d'uso e manutenzione. Non è nello scopo del presente testo quello di trattare la progettazione di apparecchi in pressione, ma vogliamo comunque chiarire alcune problematiche che diventano rilevanti allorquando le dimensioni dei produttori superino la decina di migliaia di litri. Tramite l'utilizzo di codici di calcolo integrativi (es. WRC bulletin n.537 [3]) è possibile verificare la resistenza di un apparecchio in pressione e quindi gli sforzi massimi sopportabili, nei punti di ancoraggio con i supporti e sui bocchelli di connessione con l'impianto. Proprio quest'ultimi possono trovarsi in situazioni di carico critico, a seguito di scelte fatte dal progettista o dal costruttore delle tubazioni, qualora si posizionino i supporti e i punti fissi in modo che il peso dei piping e/o gli sforzi dovuti alle dilatazioni gravino sui bocchelli di collegamento.

Per sfruttare in maniera ottimale gli sforzi sopportabili dai bocchelli sarebbe opportuno effettuare la verifica di cui sopra in concomitanza con la progettazione dei piping, in modo da focalizzarsi solamente su alcune componenti critiche (direzione di sviluppo dei piping). Diversamente il fabbricante dell'apparecchio, specificherà valori cautelativi anche per componenti che di fatto non saranno presenti nel luogo di installazione. Come specificheremo in seguito, l'apertura delle valvole di sicurezza è caratterizzata da sforzi considerevoli, che in aggiunta ai carichi di già presenti in condizioni di esercizio, possono portare sia la tubazione sia l'apparecchio a deformazioni permanenti pericolose se non addirittura a cedimenti strutturali.

4. Problematiche di installazione delle valvole di sicurezza

Le grandi potenze impiegate comunemente in impianti di cogenerazione, anche di media dimensione, richiedono normalmente l'installazione di due valvole di sicurezza di dimensioni considerevoli. La necessità di tenere le valvole entro 1 metro dall'uscita dello scambiatore (sui generatori sono spesso installate direttamente sul corpo caldaia), come abbiamo già detto, incrementano significativamente gli sforzi agenti sulla tubazione e sull'apparecchio, fino al punto di dover fare uno specifico dimensionamento per evitare condizioni al limite di snervamento dei materiali utilizzati. E' importante tenere conto che in fase di apertura delle valvole, le spinte trasmesse dalla massa in movimento sono significative, ed andranno a sommarsi ai carichi già presenti.

4.1. Forze di scarico

Utilizzando la norma API 520, parte II [4] è possibile quantificare la forza che la valvola trasmette al sistema tramite le formule contenute al §4.4 della norma. Di seguito citiamo la formula utilizzata per lo scarico di vapore, in condizione di regime e con un salto critico:

$$F = 129W \sqrt{\frac{kT}{(k+1)M}} + 0,1 (AP) \quad (1)$$

Dove:

F = forza di reazione nel punto di scarico all'atmosfera, (N);

W = flusso del gas o vapore, (kg/s);

K = rapporto dei calori specifici (Cp/Cv) alle condizioni di uscita;

Cp = calore specifico a pressione costante;

Cv = calore specifico a volume costante;

T = temperatura all'uscita, (°K);

M = peso molecolare del fluido;

A = area di del tubo di uscita nel punto di scarico, (mm²);

P = pressione statica all'interno del tubo di uscita nel punto di scarico, (barg);

Date la grande portata delle valvole di sicurezza adottate, la forza F assume ordini di grandezza comparabili con gli sforzi sopportabili dalle membrane coinvolte (tubazioni, connessioni e lo stesso produttore di acqua calda, data l'inevitabile vicinanza con esso).

Un opportuno studio della geometria della tubazione di collegamento e degli staffaggi, con i metodi descritti al paragrafo precedente, possono ridurre le tensioni che si vengono a scaricare su queste parti; spesso però la miglior soluzione suggerisce un allungamento del tratto di connessione in modo da aumentare la flessibilità distribuendo il carico nell'intera lunghezza. La distanza massima di un metro, richiesta dalla normativa di riferimento, si trova quindi ad essere eccessivamente stringente, specie considerando che le curve hanno lunghezze di sviluppo nell'ordine di 40÷50 cm. Nei paragrafi che seguono suggeriremo dei metodi di dimensionamento delle valvole e delle loro condizioni di installazione, estratte da norme di comprovata affidabilità, che possono permettere un

installazione diversa da quanto previsto dalla Raccolta R ed.2009, ma senza pregiudicare il livello di sicurezza.

4.2. Differenziazione taratura valvole

L'apertura di due valvole di sicurezza, seppur progettate con lo stesso valore di taratura, non sarà mai contemporanea: una delle due valvole si aprirà prima dell'altra; all'apertura della seconda, per le portate in gioco, si potrebbe verificare una fluttuazione di pressione nell'apparecchio e nella tubazione, con una instabilità nell'innalzamento dell'otturatore in una delle due valvole. Inoltre al momento di apertura di un valvola, si ha un picco della forza di reazione che può arrivare anche fino al doppio di quella calcolata a regime. Agendo sulle tarature, differenziandone l'apertura a valori sufficientemente distanti è possibile diminuire la contemporaneità di questi picchi e l'influenza delle derivanti fluttuazioni, senza diminuire l'efficacia degli accessori.

Come indicato al § 3.5.2.2 dell'API 520 part I, è possibile variare la taratura secondo i valori elencati nella seguente Tabella1:

Contingency	Multiple- Valve Installations	
	Maximum Set Pressure (percent)	Maximum Accumulated Pressure (percent)
Nonfires Cases		
First valve	100	116
Additional Valve(s)	105	116

Tabella 1- Estratto Tab. 1 Api 520 Part I, p.39

La norma tiene però conto della possibilità di superare la pressione massima ammissibile dell'apparecchio del 10% in fase di scarico (come anche consentito dalla direttiva 97/23/CE), e fino al 16% in caso di due o più valvole. La Raccolta R ed. 2009 richiede che la pressione di apertura massima (Pressione di taratura più sovrappressione) delle valvole rimanga al di sotto della massime pressioni ammissibili delle attrezzature componenti l'impianto; possiamo perciò tarare le valvole utilizzando i valori (percentuali) elencati nella Tabella 2:

	Pressione di Taratura (percentuale)	Pressione di taratura più sovrappressione (percentuale)
Prima valvola	85,7	94,3
Seconda valvola	90	99

Tabella 2- Taratura per installazioni richiedenti due o più valvole

I valori sopra riportati ci permettono di rimanere entro i limiti prescritti dalla Raccolta R, differenziando però il momento di apertura delle due valvole, diminuendo sia gli sforzi di picco, sia la possibilità che le due forze di reazione siano applicate contemporaneamente, nel caso in cui la pressione si sia innalzata di poco rispetto al valore di esercizio. L'apertura differenziata delle valvole dà ottimi vantaggi anche per quanto riguarda l'usura e la manutenibilità delle valvole: lo scatto di una valvola può creare effetti di danneggiamento più o meno facilmente riparabili, quindi la possibilità di dover mantenere solo un accessorio a seguito di una lieve variazione di pressione porta sicuramente vantaggi sia nell'affidabilità che nei tempi di riavvio dell'impianto.

4.3. Tubazione di ingresso

Come abbiamo già detto l'apertura di più valvole in contemporanea può portare ad una fluttuazione ("flutter") dell'otturatore delle stesse, fino ad arrivare, nel peggiore dei casi, al

“chatter” in cui l’otturatore arriva a contatto con la sua sede. Questi due fenomeni oltre ad usurare l’attrezzatura portano anche instabilità nel flusso di scarico, diminuendo quindi la portata totale scaricata e sollecitando in maniera anomala le tubazioni. Un’altro fattore che può portare ad una fluttuazione di pressione in fase di scarico è un’eccessiva perdita nella tubazione di ingresso alla valvola/e. La velocità considerevole raggiunta nella tubazioni di collegamento, in concomitanza con lo sviluppo del piping (come descritto nel § 3.1), possono causare eccessive perdite risolvibili soltanto usando tipologie differenti di valvole, come le pilotate (non contemplate nella Raccolta R2009), capaci di compensare queste eccessive perdite. Sia l’API 520 sia l’ISO 4129-9 [5] concordano che la massima perdita ammissibile, per poter considerare il flusso sufficientemente stabile, deve essere minore del 3% del valore di taratura della valvola.

La norma l’ISO 4129-9, nell’ANNEX C - Sizing of inlet lines, suggerisce un metodo di calcolo semplificato che, partendo dalle ipotesi dimensionali e dalla portata del flusso scaricato, permette di definire la massima lunghezza della tubazione ammissibile al fine di avere la perdita al di sotto del valore descritto precedentemente. Altri metodi di calcolo “by formula”, comunemente utilizzati nell’ambito dell’industria petrolifera, sono quelli descritti nella pubblicazione “Crane Technical Paper No. 410” [6]: anche in questi casi è possibile stimare la perdita di carico nella tubazione di ingresso. Una perdita maggiore di quella consigliata non è di per sé certezza della comparsa di fenomeni di “fluttering” o “chattering”, ma richiedono, come detto, adeguate considerazioni che esulano dall’attività di progettazione di un normale impianto di produzione di acqua calda. Come già detto, una valvola pilotata può supportare in maniera efficace queste elevate perdite, agendo in modo dinamico rispetto al variare della pressione a monte.

4.4. Tubazione di scarico

Analoghe considerazioni devono essere fatte anche per la tubazione di scarico, anche se i margini progettuali sono decisamente maggiori, avendo a disposizione maggiore libertà per quanto concerne la scelta del diametro e della geometria di sviluppo. Per evitare fenomeni di instabilità, è importante verificare (secondo le norme sopra citate) che la perdita massima sia inferiore al 10% della pressione di taratura. Spesso le masse scaricate devono essere convogliate a distanze maggiori rispetto ai comuni impianti di produzione acqua calda, quindi la lunghezza della tubazione può costituire il fattore discriminante. Anche in questo caso le valvole pilotate, o le bilanciate, possono sopportare ad elevate contro-pressioni, ma un attento dimensionamento, unito alla non pericolosità del fluido scaricato (in zona sicura), permetteranno sicuramente l’utilizzo di valvole a molla in piena conformità alla Raccolta R ed. 2009.

4.5. Verifiche alle differenze finite

L’utilizzo del metodo CFD (Computational Fluid Dynamics) consente di ricavare, in prossimità di zone soggette a brusche variazioni geometriche, come in prossimità di valvole di sicurezza (tubazioni d’ingresso) oppure all’uscita di uno scambiatore, i valori di pressione, temperatura e velocità del fluido. Permette inoltre di eseguire un’analisi in transitorio, cioè di analizzare il variare dei parametri caratteristici del fluido nel tempo, a seguito di un evento che modifichi le condizioni di regime. Tale metodo, ad esempio, permette di analizzare l’andamento del fluido in prossimità della valvola di sicurezza durante l’apertura della stessa, determinando i parametri termodinamici e cinematici, e le eventuali perdite di carico che possono riportare alla richiusura la valvola (chatter). Per situazioni che vanno al di là dei valori minimi richiesti dalle norme API520 e EN4126-9 come descritti ai § 4.3 e 4.4, questa metodologia ci permette di conoscere le condizioni del

fluido in tutti i punti della tubazione, in modo da determinare la portata di scarico necessaria e la tipologia di valvola di sicurezza.

5. Cogenerazione: i carichi agenti sullo Scambiatore per TLR

5.1. Caratteristiche impianto

Le condizioni di progetto dello scambiatore, equivalenti sia per il lato mantello che per il lato tubi, sono le seguenti: Pressione 10 barg, Temperatura = 300°C, Potenza termica = 80.000 kW. La portata di scarico delle valvole di sicurezza deve garantire lo scarico di un quantitativo orario di vapore superiore a 137932 kg/h (secondo Raccolta R2009). Il diametro nominale del bocchello e della tubazione di adduzione è 600, mentre la flangia d'ingresso alle valvole di sicurezza ha un diametro nominale di 200.

In questo caso il costruttore delle valvole ha fornito gli sforzi trasmessi dalle valvole al sistema, durante l'apertura: $FX= 12820N$, $FY= -33490N$ (i segni sono relativi al sistema di riferimento della Figura 2). Gli sforzi massimi sopportabili dallo scambiatore sono stati forniti anche in questo caso dal costruttore e sono riassunti nella Tabella 3 per quanto concerne il bocchello di connessione con la distribuzione (che chiameremo N1).

BOCCELLO		CARICHI MASSIMI SU BOCCELLO					
		FORZE (N)			MOMENTI (Nm)		
N1	24"	22000	22000	22000	32000	32000	32000

Tabella 3- carichi massimi sul bocchello N1 di connessione dello scambiatore

5.2. Installazione di valvole in prossimità dello scambiatore

Per poter sfruttare al massimo la pressione disponibile ipotizziamo di utilizzare due valvole di sicurezza tarate a 8,5 barg e sovrappressione del 10%, caratterizzate da una portata massima di vapore scaricabile di circa 94 t/h.

Dati i grandi diametri usati, l'installazione entro il metro permette poche scelte per quanto concerne la geometria, tenendo conto che una semplice curva DN200 ha una lunghezza di sviluppo di circa 600mm.

Inoltre, la semplice apertura di una sola valvola porta ad avere sforzi ben al di sopra di quelli sopportabili dallo scambiatore (Tabella 4).

NODE	Load Case	FX N.	FY N.	FZ N.	MX N.m.	MY N.m.	MZ N.m.
10	MAX	65146	-119907	2659	7098	-4492	-1639

Tabella 4- sforzi su bocchello trasmessi da una sola valvola posta in prossimità

Il blocco completo della valvola con punti di ancoraggio fissi, limiterebbe gli sforzi trasmessi ma non permetterebbe l'espansione della tubazione a seguito dell'innalzamento della temperatura, mentre l'installazione delle valvole direttamente sullo scambiatore farebbe assorbire l'intera spinta direttamente da connessioni aventi carichi massimi sopportabili inferiori rispetto a quelli del bocchello N1.

5.3. Installazione delle valvole con dilatazione permessa

La configurazione che segue, richiede uno sviluppo in lunghezza maggiore ad un metro ed utilizza una tubazione di diametro maggiore (DN250), ma ha il vantaggio di permettere l'installazione di supporti atti a reggere la spinta e una maggiore duttilità (Figura 2).

Nella precedente configurazione l'installazione di questi supporti porta ad avere sforzi di oltre tre volte superiori rispetto alle forze FX ed FY trasmesse dalle valvole, dovuti alla mancata dilatazione termica delle parti.

λ = Coefficiente di attrito della tubazione, tabellato o calcolabile

è possibile ricavare la massima lunghezza consentita per la tubazione, tenuto conto delle perdite di carico distribuite e concentrate, al fine di garantire al massimo un 3% di perdita rispetto al valore di taratura. Con i seguenti valori utilizzati:

$d_E = 254$ mm

$\alpha = 0,871$

$\beta = 0,17$ (curva 90°), 0,12 (curva 45°), 0,1 (rid.)

$\gamma = 0,015$

otteniamo un L_E disponibile di 6261 mm, tenuto conto di una portata di circa 99 t/h di vapore da scaricare a 9 barg. Le tubazioni di collegamento (simmetriche) hanno una lunghezza di sviluppo di circa 5500 mm, abbondantemente sotto il limite richiesto. Questo valore è frutto dell'utilizzo di curve a 45°, che diminuiscono le perdite e offrono comunque un duttilità alla tubazione che possa parzialmente attutire le spinte distribuendo gli sforzi su una maggiore lunghezza.

6. Sistemi di sicurezza e Hazop: determinazione e livello di integrità

Una simile tipologia di impianto ricade anche sotto l'applicazione di altre direttive, quali direttiva macchine, di conseguenza, deve essere eseguito uno studio di analisi e valutazione dei Rischi in accordo allo standard *UNIEN12100* [7], valutando i singoli equipaggiamenti, considerandone l'interazione reciproca, determinando come eventuali limitatori e protezioni debbano agire mettendo in sicurezza l'intero impianto. Su questo tipo di impianti l'analisi e valutazione del rischio viene comunemente effettuata con l'approccio della tecnica Hazop (od altre tecniche equivalenti) procedendo prima allo studio dei pericoli esistenti, quindi ad una analisi degli stessi per determinare qualitativamente e quantitativamente il rischio presente e infine progettando il sistema di sicurezza. Lo studio deve essere effettuato valutando per ogni parametro (Flusso, Temperatura, Pressione e Comunicazione) le cause dello scostamento dai valori di progetto e le conseguenze sul sistema. Analizzando i risultati si procede implementando le protezioni necessarie.

Oltre all'analisi e valutazione dei rischi deve essere data evidenza di conformità ai requisiti essenziali di sicurezza applicabili di cui all'allegato I della stessa direttiva. In particolar modo ci concentriamo sul RES 1.2.1 sull'affidabilità dei sistemi di comando (sicurezza funzionale). La conformità al RES in oggetto è ottenibile applicando le norme armonizzate ENISO13849-1/2 [8] e/o EN 62061 [9] e CEI EN 50156-1 [10] o utilizzando eventuali altri standard non armonizzati con prova finale che attesti il raggiungimento almeno dello stesso livello di sicurezza. Anche in accordo a tali standard deve essere fatta una analisi e valutazione dei rischi non solo sui singoli componenti ma anche tenendo conto dell'interazione tra questi, soprattutto considerando il fatto che esiste un unico sistema di controllo e gestione dell'impianto. Le norme consentono di estrapolare dall'analisi dei rischi il livello di performance (PL) o di integrità della sicurezza (SIL) richiesto ai limitatori e ai dispositivi di protezione che non devono essere visti come singolo strumento ma come intero loop:



Nel caso in esame precedentemente citato viene utilizzato del vapore per la produzione di acqua; facciamo per un attimo l'ipotesi di avere a monte del produttore una turbina a gas. Per rispettare contemporaneamente Raccolta R2009 e sicurezza funzionale si possono installare delle serrande del bypass fumi sul primario dello scambiatore conformi allo standard EN61508-1/7 [11] e fare una valutazione SIL di tutto il sistema di gestione del bypass. Questa soluzione, sebbene contemplata dalla Direttiva macchine e ammessa dalla Raccolta R2009, risulta di difficile applicazione in quanto non esistono in commercio

sistemi approvati ISPESL/INAIL. Non rimane quindi che agire sulla valvola di intercettazione del combustibile sulla turbina. Questo sistema può ovviamente essere realizzato in accordo ai suddetti standard sulla sicurezza funzionale armonizzati alla direttiva macchine, valutandone SIL/PL rispettando contemporaneamente la raccolta R2009. Ma, sebbene perfetto da un punto di vista normativo, l'approccio risulta non ottimale dal punto di vista della sicurezza, in quanto non tiene conto del fatto che la turbina va in spegnimento d'emergenza (ESD), e che tale manovra coinvolge una gran numero di strumenti ed apparecchiature necessarie al funzionamento del ciclo termico. Concludendo, a valle di una analisi HAZOP sull'intero impianto, la soluzione con il bypass realizzato con serrande ad alta affidabilità (analisi affidabilistica effettuata tenendo conto dei valori di trasmittanza e di perdite tra le palette in accordo allo standard UNI EN 1751 [12] e tenendo conto del grado di affidabilità del sistema di attuazione delle serrande e della diagnostica), risulta essere il compromesso migliore in termini affidabilistici e di sicurezza dell'impianto nonché in termini di disponibilità.

7. Conclusioni

Abbiamo evidenziato come in grandi impianti di produzione di acqua calda, quali ad esempio quelli di cogenerazione, le valutazioni di sicurezza debbano necessariamente essere estese anche a fattori normalmente ritenuti trascurabili, come pure che le comuni logiche di blocco possano non essere sufficienti a garantire elevati standard di sicurezza.

Come abbiamo visto, norme internazionali consolidate, utilizzate ad esempio in ambiente Oil & Gas, stabiliscono metodologie utili ad una standardizzazione di gran parte delle problematiche, che risultano così di facile risoluzione. Si è visto, in un caso pratico, come tali metodologie possono fornire una sicurezza equivalente, migliorando la probabilità di guasto e quindi la manutenibilità e i tempi di fermo-impianto.

In particolare, nella fase progettuale di un impianto di Teleriscaldamento - TLR da 80MW, sono state adottate ulteriori norme tecniche internazionali raggiungendo livelli di sicurezza di impianto talmente elevate da rendere indispensabile la richiesta all'Ente preposto, in fase di omologazione d'impianto, di apposita autorizzazione ad installare le valvole di sicurezza ad una distanza superiore rispetto agli attuali limiti consentiti dalla vigente normativa.

Infine, si è fatto un rapido cenno all'analisi e valutazione del rischio con la tecnica Hazop. Le norme armonizzate adottate, consentono di estrapolare dall'analisi dei rischi il livello di performance (PL) o di integrità della sicurezza (SIL) richiesto ai limitatori e ai dispositivi di protezione. Nell'ipotesi di avere un turbina a gas, è stata individuata una possibile soluzione tecnica per il caso di superamento della temperatura massima di esercizio, contemplata dalla Direttiva macchine e ammessa dalla Raccolta R ed. 2009 ma di difficile applicazione e certamente assai più affidabile di quella che prevedrebbe di agire semplicemente sulla valvola di intercettazione del combustibile a valle della turbina.

Alla luce di questi fatti emergono due possibili vie: o integrare le norme nazionali vigenti con nuove appendici normative tratte dalle succitate norme europee, oppure definire meglio le condizioni alle quali sarebbe opportuno derogare dall'attuale normativa vigente.

8. Bibliografia

- [1] ASME, *ASME B31.3-2012*.
- [2] CEN, *EN 13480-3*.
- [3] Welding Research Council, *WRC 537: Precision Equations and Enhanced Diagrams for Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells Due to External Loadings for Implementation of WRC Bulletin 107*.

- [4] American Petroleum Institute, API 520 Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries - Part II—Installation, API.
- [5] International Organization for Standardization, ISO 4126-9:2008.
- [6] CRANE CO., Crane Technical Paper 410: Flow of Fluids Through Valves, Pipes and Fittings, Crane Valves, 2009.
- [7] UNI EN 12100 Safety of machinery-General principles for design-Risk assessment and risk reduction.
- [8] UNI EN 13849-1/2 Sicurezza del macchinario- Parti dei sistemi di comando legati alla sicurezza.
- [9] CEI EN 62061 Sicurezza del macchinario-Sicurezza funzionale dei sistemi di comando e controllo elettrici, elettronici ed elettronici programmabili correlati alla sicurezza.
- [10] CEI EN 50156-1 Equipaggiamento elettrico per forni ed apparecchiature ausiliare Parte 1: Requisiti per la progettazione applicativa e per l'installazione.
- [11] CEI EN 61508-1/7 Functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems.
- [12] UNI EN 1751: Dispositivi per la distribuzione dell'aria-prove aerodinamiche delle serrande e delle valvole.