

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

*Analisi sperimentale dell'efficienza di
scaricatori di condensa in impianti
industriali e valutazione del risparmio di
energia primaria derivante da un loro
utilizzo in un impianto di distillazione per
la produzione di alcolici*

Relatore: Prof.ssa Giovanna Cavazzini
Dipartimento di Ingegneria Industriale

Laureando: Pierantonio Mezzalira

Anno Accademico 2013-2014

INDICE

1	SOMMARIO	- 5 -
2	INTRODUZIONE	- 7 -
3	LINEE GUIDA	- 10 -
3.1	Elementi di base della Linea Guida 09/11	- 10 -
3.2	Tipologia di titoli	- 14 -
4	QUADRO DI RIFERIMENTO	- 16 -
4.1	Scaricatori di tipo meccanico	- 18 -
4.2	Scaricatori di tipo termostatico	- 21 -
4.3	Scaricatori di tipo termodinamico	- 24 -
4.4	Scaricatori ad Orifizio	- 25 -
5	DIMENSIONAMENTO DELLO SCARICATORE	- 30 -
5.1	Posizionamento a valle di un utilizzatore	- 30 -
5.2	Posizionamento sulla linea di distribuzione del vapore	- 31 -
6	NORMATIVA DI RIFERIMENTO	- 35 -
6.1	UNI ISO 6552	- 35 -
6.2	UNI EN 26553	- 37 -
6.3	UNI EN 27842	- 38 -
6.4	Altre norme	- 40 -
7	PROCEDURA PER QUANTIFICARE IL RISPARMIO DI VAPORE	- 41 -
7.1	Modello AM0017 UNFCC Versione 2	- 41 -
	Casi studio secondo il modello AM0017 UNFCC Versione 2	- 46 -
7.2	Metodo di prova secondo norma UNI EN 27841:	- 49 -
	Casi studio secondo il modello della norma UNI EN 27841	- 56 -
8	PROPOSTA DI UNA NUOVA SCHEDA TECNICA PER LA QUANTIFICAZIONE DEI RISPARMI DI ENERGIA PRIMARIA	- 59 -
8.1	La situazione di mercato	- 59 -
8.2	Proposte relative all'addizionalità dei risparmi	- 59 -
8.3	Requisiti di prodotto e campo di applicazione	- 59 -
8.4	Requisiti di progetto	- 60 -
8.5	Normativa di riferimento	- 60 -
8.6	Procedura per il calcolo dell'energia primaria	- 60 -
9	ANALISI IN UNO STABILIMENTO DI PRODUZIONE DI ALCOLICI NEL PADOVANO	- 66 -

9.1	Presentazione dello stabilimento	- 66 -
9.2	Dimensionamento degli scaricatori.....	- 71 -
9.3	Strumenti di misurazione.....	- 73 -
9.4	Bucket Test	- 74 -
9.5	Accorgimenti adottati rispetto alla normativa UNI EN 27841	- 80 -
9.6	Risultati e discussione	- 85 -
10	ANALISI ECONOMICA	- 96 -
10.1	Costo del vapore prodotto.....	- 96 -
10.2	Indici di valutazione economica	- 99 -
10.3	Titoli di Efficienza Energetica ottenibili.....	- 101 -
11	CONCLUSIONI	- 103 -
	ALLEGATO 1: PROPOSTA DI NUOVA SCHEDA TECNICA.....	- 104 -
12	BIBLIOGRAFIA	- 108 -
13	RINGRAZIAMENTI	- 112 -

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1: Meccanismo di funzionamento dei TEE	- 8 -
Figura 2: Risparmio Netto Integrale, Risparmio Contestuale, Risparmio Anticipato	- 11 -
Figura 3: Funzione dello scaricatore.....	- 17 -
Figura 4: Varie applicazioni in cui viene impiegato lo scaricatore	- 18 -
Figura 5: Schema funzionale di uno scaricatore a galleggiante	- 18 -
Figura 6: Scaricatore di condensa a galleggiante.	- 19 -
Figura 7: Schema funzionale di uno scaricatore a secchiello rovesciato.	- 20 -
Figura 8: Scaricatore di condensa a secchiello rovesciato	- 21 -
Figura 9: Schema funzionale di uno scaricatore termostatico a pressioni equilibrate.	- 22 -
Figura 10: Scaricatore termostatico a pressioni equilibrate.	- 22 -
Figura 11: Schema funzionale di uno scaricatore bimetallico.....	- 23 -
Figura 12: Schema di funzionamento di uno scaricatore termodinamico a disco.	- 24 -
Figura 13: Scaricatore termodinamico a disco	- 25 -
Figura 14: Scaricatore ad orifizio	- 26 -
Figura 15: Scaricatore Venturi.....	- 27 -
Figura 16: Principio di funzionamento di una trappola GEM Venturi	- 28 -
Figura 17: Schema d'impianto con valvola di controllo	- 29 -
Figura 18: Pareti di scambio termico in applicazioni orizzontali	- 29 -
Figura 19: Diagramma per il calcolo del carico di condensa	- 32 -
Figura 20: Diagramma per il calcolo del carico di condensa	- 32 -
Figura 21: Curve di portata di uno scaricatore termostatico GESTRA, DN 15.....	- 33 -
Figura 22: Schema d'impianto utilizzato nella norma UNI EN 27842	- 38 -
Figura 23: Altezza massima del livello di liquido sullo scaricatore di condensa in funzione della pressione di prova	- 40 -
Figura 24: Energia persa dalla trappola in funzione del diametro di scarico e della pressione di linea.	- 43 -
Figura 25: Dispositivo di ascolto ad ultrasuoni.....	- 45 -
Figura 26: Scaricatori ispezionati.....	- 47 -
Figura 27: Stato di funzionamento degli scaricatori ispezionati	- 47 -
Figura 28: Stato di funzionamento degli scaricatori ispezionati	- 48 -
Figura 29: Risultati ispezione, percentuale di scaricatori testati	- 48 -
Figura 30: Risultati ispezione, qualità del funzionamento	- 49 -
Figura 31: Schema dell'impianto di prova.....	- 50 -
Figura 32: Alimentazione dello scaricatore con vapore saturo secco	- 53 -
Figura 33: Schema di attrezzatura per misurare le perdite di energia da scaricatori	- 54 -
Figura 34: Diagramma p-h per il vapor d'acqua	- 56 -
Figura 35: Confronto tra i principali scaricatori di condensa, grafico tratto da Summary Of The Performance Analysis Of Venturi Orifice Steam Traps, A Post Graduate Thesis ,Shada Abu-Halimeh, Supervisor Dr Gavin Walker	- 61 -
Figura 36: Deflemmatore di Egrot.....	- 67 -
Figura 37: Schema semplificato dei processi presso la distilleria	- 69 -
Figura 38: Apparecchio per la disalcolazione della vinaccia.....	- 75 -
Figura 39: Colonne di distillazione.....	- 75 -

Figura 40: Gruppo di riduzione di pressione con due riduttori in serie: salti molto elevati di pressione.....	- 76 -
Figura 41: Dimensioni dello scaricatore.....	- 78 -
Figura 42: Schema d’impianto per il bucket test	- 79 -
Figura 43: Foto dello scaricatori Venturi e secchiello rovesciato posizionati in parallelo sull’uscita del separatore di condensa.....	- 79 -
Figura 44: Immagini dalla termocamera.....	- 80 -
Figura 45: Schematizzazione dello scambio termico e delle temperature assunte dalle superfici dello scaricatore.....	- 82 -
Figura 46: Immagine dalla termocamera della temperatura sulla superficie esterna del secchiello rovesciato durante il funzionamento.....	- 84 -
Figura 47: Laminazione isoentalpica in un diagramma T-s.....	- 86 -
Figura 48: Andamento della portata di vapore generato il 16/01/2014	- 87 -
Figura 49: Portate di vapore generato in t/h misurate nei giorni delle prove effettuate	- 90 -
Figura 50: Andamento del flusso di cassa cumulato.....	- 100 -
Figura 51: andamento del VAN considerando i TEE ricavati dall’investimento.....	- 102 -

1 SOMMARIO

Il vapore è una delle utility più impiegate a livello industriale, in quanto esso viene principalmente usato come fluido vettore per la distribuzione di calore ai processi di produzione.

Questa tesi ha come obiettivo l'analisi un dispositivo fondamentale all'interno di una rete di vapore ovvero lo scaricatore di condensa. In particolare si vogliono confrontare le performance dei vari scaricatori tuttora in uso rispetto ad un dispositivo di più recente sviluppo: lo scaricatore Venturi. Per arrivare a ciò si utilizza il metodo di misurazione proposto nella norma UNI EN 27841.

Questo metodo di misurazione consente di quantificare le perdite di vapore attraverso gli scaricatori in ogni condizione operativa, le correlate dissipazioni di energia e, risalendo all'energia primaria necessaria per produrre il vapore, il conseguente risparmio in termini monetari.

Si sono inoltre valutati i potenziali vantaggi economici connessi alla possibilità di usufruire dell'incentivazione prevista dal meccanismo dei titoli di efficienza energetica che, assieme ai vantaggi portati dal miglioramento dell'efficienza, mettono in evidenza la sostenibilità economica ed ambientale per questo tipo di intervento.

Per conseguire questi obiettivi si è usufruito dei servizi e della disponibilità di una nota Società di Servizi Energetici: Bartucci S.p.a..

2 INTRODUZIONE

L'uso razionale dell'energia è incentivato in Italia a partire dagli anni '80 del secolo scorso. Il primo provvedimento adottato è stato la legge n°308 del 29 maggio 1982, con la quale veniva promossa la prima campagna di incentivi per i settori dell'edilizia.

Il 9 gennaio 1991 fu emanata la legge n°10 la quale confermava l'impianto della legge 308/82 con la sua distinzione tra interventi a carico delle Regioni ed interventi a carico del Ministero.

Il 20 luglio 2004 sono stati emessi i due decreti ministeriali elettrico e gas che hanno istituito il sistema dei certificati bianchi in Italia: mentre la legislazione incentivante precedente ai Decreti del luglio 2004, era caratterizzata da interventi proposti dall'utente finale su base volontaria, il meccanismo relativo ai certificati bianchi, o TEE, fa convivere l'obbligo con l'iniziativa volontaria.

Esistono quindi ora, alcuni soggetti (i distributori di energia elettrica e gas) che sono obbligati a raggiungere obiettivi di risparmio energetico operando in prima persona o accedendo ai risparmi conseguiti da altre categorie di soggetti (ESCO, SSE, EM).

Non tutti i distributori sono oggetto dell'obbligo del conseguimento del target, ma solo quelli che hanno un parco di clienti finali superiore al numero di 50.000 unità. Nel 2011, i soggetti obbligati elettrici erano 12, i distributori di gas obbligati erano invece 53 mentre 319 sono i distributori non obbligati, di cui 14 hanno ottenuto TEE.

Per raggiungere il proprio obiettivo, i distributori possono procedere, alternativamente o congiuntamente, in differenti maniere:

- realizzando essi stessi o tramite società controllate, presso gli utenti finali, interventi in grado di generare titoli pari all'obiettivo assegnato
- lasciando che gli interventi siano realizzati da altri soggetti (ESCO o Energy Managers), ed acquisendone i relativi titoli riconosciuti
- acquisendo i titoli in borsa, ossia sul mercato appositamente organizzato dal GME.

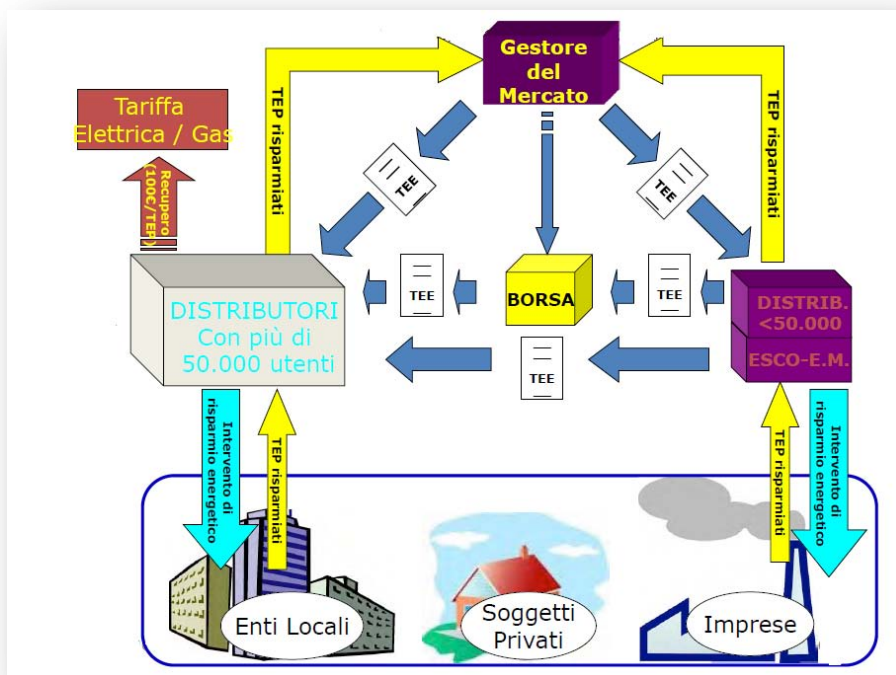


Figura 1: Meccanismo di funzionamento dei TEE

I TEE hanno lo scopo di incentivare il miglioramento dell'efficienza energetica negli usi finali, il contenimento delle perdite di energia e la diffusione di fonti rinnovabili tramite l'adozione di tecnologie all'avanguardia mentre non vanno ad incentivare la semplice sostituzione di impianti giunti a fine vita, la correzione di errori di progettazione e l'adeguamento alla normativa.

Il decreto del Luglio 2004 in oltre:

- a) “ determina gli obiettivi quantitativi nazionali di incremento dell'efficienza energetica degli usi finali di energia, nonché le modalità per la determinazione degli obiettivi specifici da inserire in ciascuna concessione per l'attività di distribuzione di energia elettrica;
- b) stabilisce i criteri generali per la progettazione e l'attuazione di misure e interventi per il conseguimento degli obiettivi generali e specifici di incremento dell'efficienza energetica negli usi finali di energia;
- c) definisce le modalità per il controllo della attuazione delle suddette misure e interventi.”

Al decreto del 2004 è seguito il decreto del 21 Dicembre 2007, che fissa i nuovi obiettivi quantitativi nazionali di incremento dell'efficienza energetica degli usi finali di energia che devono essere conseguiti dai distributori di energia elettrica da conseguire da 2010 al 2012 e corregge quelli del 2008 e 2009, ed il decreto del 28 Dicembre 2012, che fissa i nuovi quantitativi nazionali di risparmio energetico fino al 2016, ed inoltre:

- a) “ definisce le modalità di attuazione e di controllo dei suddetti interventi;
- b) dispone il passaggio al GSE dell'attività di gestione del meccanismo di certificazione;

- c) approva le nuove schede tecniche, predisposte dall'ENEA;*
- d) stabilisce i criteri per la determinazione del contributo tariffario per i costi sostenuti dai soggetti obbligati;*
- e) individua le modalità per ridurre tempi e adempimenti per l'ottenimento dei certificati bianchi;*
- f) introduce misure per potenziare l'efficacia complessiva del meccanismo dei certificati bianchi. ”*

In quest'ultimo decreto viene previsto che i soggetti interessati possano proporre al GSE nuove schede tecniche standard per la misurazione, la verifica e quantificazione dei risparmi energetici per interventi nei settori dell'informatica e delle telecomunicazioni, del recupero termico, del solare termico a concentrazione, dei sistemi di depurazione delle acque, della distribuzione dell'energia elettrica. Queste schede, una volta valutate da ENEA o RSE, sono trasmesse al Ministero dello sviluppo economico che, in accordo con il Ministero dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare, procede alla successiva approvazione.

Questo punto costituisce l'obiettivo finale del mio lavoro di tesi ovvero la presentazione di una scheda tecnica per la misurazione, la verifica e la quantificazione dei risparmi energetici relativi all'installazione di scaricatori di condensa di tipo Venturi.

3 LINEE GUIDA

3.1 Elementi di base della Linea Guida 09/11

Nei seguenti riquadri vengono descritti gli elementi peculiari della Linea Guida, la cui conoscenza è necessaria per una buona comprensione del meccanismo e per poter organizzare proposte efficaci.

Vita utile U è stabilita pari a:

- **8 anni**, per gli interventi di l'isolamento termico degli edifici, di controllo della radiazione entrante attraverso le superfici vetrate durante i mesi estivi, e le applicazioni delle tecniche dell'architettura bioclimatica, del solare passivo e del raffrescamento passivo;
- **5 anni**, negli altri casi.

Vita tecnica T di un intervento è definita come il numero di anni successivi alla realizzazione dell'intervento durante i quali si assume che gli apparecchi o dispositivi installati funzionino e inducano effetti misurabili sui consumi di energia. Per i diversi interventi da valutarsi con metodi standardizzati o analitici la vita tecnica è ricavabile rispettivamente dalla Tabella 1 e Tabella 2. Essa varia da zero (per gli stand-by) fino a 25 (per i doppi vetri e l'isolamento in edilizia), ed ha valori tipici di 10 e 15 anni.

Per interventi a consuntivo, la vita tecnica si ricava dalla Tabella 3; essa varia da 5 a 30 anni.

Il concetto di "vita tecnica" è importante poiché i TEE vengono riconosciuti per l'intera sua durata, seppur erogati nel corso della vita utile.

Data di prima attivazione: è la data in cui si può considerare che l'intervento sia stato realizzato, in cui cioè sia stata ultimata l'installazione dei macchinari-impianti-apparecchiature coinvolti, e questi siano stati avviati e siano regolarmente funzionanti, viene denominata 'data di prima attivazione'. Ad essa ci si riferirà in seguito, quando si dovrà definire il periodo di rendicontazione. Poiché la data di prima attivazione è fondamentale per definire la tempistica della proposta, di essa va fornita l'evidenza tramite l'invio di apposita documentazione associata all'avvio dell'iniziativa.

Data di avvio del progetto è la data in cui il progetto ha raggiunto la dimensione minima di risparmio energetico.

τ (tau) è un coefficiente moltiplicatore del risparmio annuo (denominato *coefficiente di durabilità*), funzione della vita utile U, della vita tecnica T, e di un tasso di decadimento dei risparmi δ (assunto pari al 2% annuo). La sua definizione analitica è:

$$\tau = 1 + \frac{\sum_{i=U}^{T-1} (1 - \delta)^i}{U}$$

Supponendo per es. un intervento che faccia risparmiare 1 TEE costantemente ogni anno, si può costruire lo schema dei risparmi futuri come illustrato in Figura 2.

Nei primi 5 anni il risparmio sia costante (come per es. in un intervento standardizzato); a partire dal 6° va tenuto in conto il decadimento prestazionale δ , che fa diminuire esponenzialmente i risparmi negli anni a seguire, fino a esaurimento della vita tecnica.

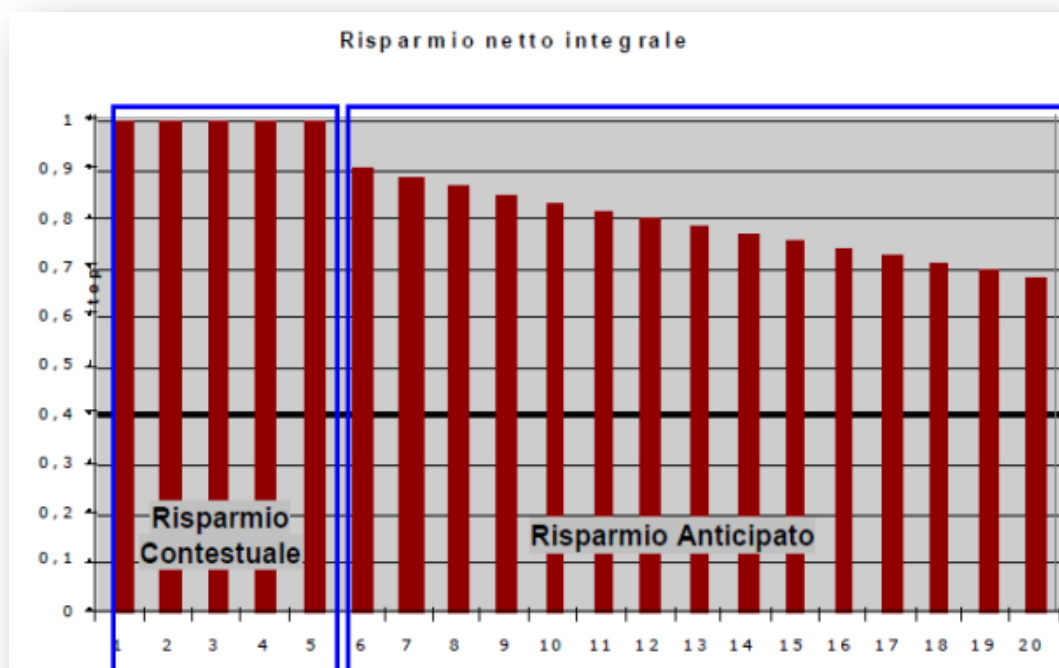


Figura 2: Risparmio Netto Integrale, Risparmio Contestuale, Risparmio Anticipato

La somma di tutte le barre rappresenta il risparmio ottenibile nella vita tecnica dell'intervento, denominato *Risparmio netto integrale*. Esso è suddivisibile in due componenti: il *Risparmio Contestuale* (somma delle quote relative agli anni di vita utile) ed il *Risparmio Anticipato* (somma delle quote rimanenti). Considerata la definizione analitica vista in precedenza, il τ è il rapporto tra il Risparmio Anticipato ed il Risparmio Contestuale, aumentato di un'unità. Per gli interventi a valere su metodi standardizzati o analitici, i valori di τ sono definiti nelle Tabelle 1 e 2:

N°	TITOLO	τ
02T	Sostituzione di scaldacqua elettrici con scaldacqua a gas	2,65
03T	Installazione di caldaia unifamiliare a 4 stelle di efficienza alimentata a gas naturale e di potenza termica nominale non superiore a 35 kW	2,65
04T	Sostituzione di scaldacqua a gas con scaldacqua a gas più efficienti	2,65
05T	Sostituzione di vetri semplici con doppi vetri	2,91
06T	Isolamento delle pareti e delle coperture	2,91
07T	Impiego di impianti fotovoltaici di potenza < 20 kW	3,36
08T	Impiego di collettori solari per la produzione di acqua calda sanitaria	2,65
09T	Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi di pompaggio con potenza inferiore a 22 kW	2,61
11T	Installazione di motori a più alta efficienza	2,65
15T	Installazione di pompe di calore elettriche ad aria esterna in luogo di caldaie in edifici residenziali di nuova costruzione o ristrutturati	2,65
17T	Installazione di regolatori di flusso luminoso per lampade a vapori di mercurio e lampade a vapori di sodio ad alta pressione negli impianti adibiti ad illuminazione esterna	1,87

19T	Installazione di condizionatori ad aria esterna ad alta efficienza con potenza frigorifera inferiore a 12 kWf	2,65
20T	Isolamento termico delle pareti e delle coperture per il raffrescamento estivo in ambito domestico e terziario	2,91
23T	Sostituzione di lampade semaforiche a incandescenza con lampade semaforiche a LED	1,87
24T	Sostituzione di lampade votive a incandescenza con lampade votive a LED	1,18
25T a	Installazione di dispositivi di spegnimento automatico di apparecchiature in modalità stand-by in ambito domestico	1,00
25T b	Installazione di dispositivi di spegnimento automatico di apparecchiature in modalità stand-by in ambito alberghiero	1,00
27T	Installazione di pompa di calore elettrica per produzione di acqua calda sanitaria in impianti domestici nuovi ed esistenti	2,65
28T	Realizzazione di sistemi ad alta efficienza per l'illuminazione di gallerie autostradali ed extraurbane principali	1,87
29T a	Realizzazione di nuovi sistemi di illuminazione ad alta efficienza per strade destinate al traffico motorizzato	2,65
29T b	Installazione di corpi illuminanti ad alta efficienza in sistemi di illuminazione esistenti per strade destinate al traffico motorizzato	1,87

Tabella 1: Schede tecniche standardizzate

N	Titolo	τ
10T	Recupero di energia elettrica dalla decompressione del gas naturale	3,36
16T	Installazione di sistemi elettronici di regolazione di frequenza (inverter) in motori elettrici operanti su sistemi di pompaggio con potenza superiore o uguale a 22 kW	2,65
21T	Applicazione nel settore civile di piccoli sistemi di cogenerazione per la climatizzazione invernale ed estiva degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria	3,36
22T	Applicazione nel settore civile di sistemi di teleriscaldamento per la climatizzazione ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria	3,36
26T	Installazione di sistemi centralizzati per la climatizzazione invernale e/o estiva di edifici ad uso civile	3,36

Tabella 2: Schede tecniche analitiche

Per interventi a consuntivo, il proponente deve individuare la categoria prevalente, tra quelle individuate dall'Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas e riportate nella seguente Tabella 3, in cui è inseribile la propria proposta, e dedurre il τ corrispondente. Riguardo la scelta del τ per proposte a consuntivo, può valere la seguente casistica:

- Il progetto si compone di un solo intervento, univocamente riconoscibile all'interno di una delle categorie di Tabella 3: si assume il τ corrispondente;
- Il progetto si compone di due o più interventi i cui effetti in termini di risparmio energetico sono scorporabili: nella proposta di progetto e programma di misura (PPPM) vengono proposti i diversi interventi separati, per ognuno dei quali si rientra nella casistica 1;
- Il progetto si compone di diversi interventi, i cui effetti sono strettamente interconnessi e non scorporabili uno dall'altro: in questo caso, se si ritiene che uno dei due interventi abbia maggior peso in termini di risparmio energetico prodotto rispetto all'altro, se ne individua il τ dalla Tabella e se ne propone una adatta correzione, possibilmente proporzionale all'effetto relativo.

- L'intervento non rientra esattamente in una delle categorie della Tabella: in questo caso va individuata quella più affine, e proporre un τ eventualmente corretto rispetto a quello ad essa pertinente. Si ricorda che quando non si ricada esattamente all'interno di una categoria d'intervento prefissata, nella valutazione del τ va adottato un criterio prudenziale riducendo il valore.

	CATEGORIA	τ
IND-T	Processi industriali: generazione o recupero di calore per raffreddamento, essiccazione, cottura, fusione ecc.	3,36
IND-GEN	Processi industriali: generazione di energia elettrica da recuperi o da fonti rinnovabili di cogenerazione	3,36
IND-E	Processi industriali: sistemi di azionamento efficienti (motori, inverter ecc.), automazione e interventi di rifasamento.	2,65
IND-FF	Processi industriali: interventi diversi dai precedenti, per l'ottimizzazione energetica dei processi produttivi e dei layout d'impianto finalizzati a conseguire una riduzione oggettiva e duratura dei fabbisogni di energia finale a parità di quantità e qualità della produzione.	3,36
CIV-T	Settori residenziale, agricolo e terziario: generazione di calore/freddo per climatizzazione e produzione di acqua calda.	2,65
CIV-GEN	Settori residenziale, agricolo e terziario: piccoli sistemi di generazione elettrica e cogenerazione.	3,36
CIV-FI	Settori residenziale, agricolo e terziario: interventi sull'involucro edilizio finalizzati alla riduzione dei fabbisogni di illuminazione artificiale	4,58
CIV-FC	Settori residenziale, agricolo e terziario: interventi di edilizia passiva e interventi sull'involucro edilizio finalizzati alla riduzione dei fabbisogni di climatizzazione invernale ed estiva.	2,91
CIV-ICT	Settori residenziale e terziario: elettronica di consumo (sistemi di intrattenimento e attrezzature ICT di largo consumo ad alta efficienza).	1,00
CIV-ELET	Settori residenziale e terziario: elettrodomestici per il lavaggio e per la conservazione dei cibi.	2,65
CIV-FA	Settori residenziale, agricolo e terziario: riduzione dei fabbisogni di acqua calda.	1,87

Tabella 3: Categorie di intervento per PPPM e corrispondenti valori di τ

Coefficiente di addizionalità a : tiene conto delle possibili dinamiche di mercato che faranno diminuire negli anni futuri i risparmi a causa dell'evoluzione tecnologica, ed è pari o inferiore al 100%. È applicato nei metodi standardizzati ed analitici, e la sua entità compare direttamente nelle schede tecniche. Qualora il coefficiente non compaia esplicitamente in una scheda, viene assunto pari al 100%.

Risparmio Lordo: è la differenza nei consumi di energia primaria prima e dopo la realizzazione di un intervento o di un progetto misurata in tonnellate equivalenti di petrolio.

Risparmio netto: è «il risparmio lordo, depurato dei risparmi energetici non addizionali, cioè di quei risparmi energetici che si stima si sarebbero comunque verificati, anche in assenza di un intervento o di un progetto, per effetto dell'evoluzione tecnologica, normativa e del mercato». Operativamente, il Risparmio Lordo viene moltiplicato per il coefficiente di addizionalità " a " ed il coefficiente di durabilità τ , ottenendo così il risparmio netto.

Per il riconoscimento dei titoli di efficienza, tutte le proposte devono garantire il raggiungimento di una soglia minima di risparmio energetico. L'attuale configurazione può essere rappresentata dalla tabella 4 seguente:

Tipo di progetto	Dimensione minima del progetto [tep/anno]	
	Con τ	Senza $\tau(2,5)$
Standardizzato	20	7,5
Analitico	40	15
A consuntivo	60	23

Tabella 4: dimensioni minime dei progetti

3.2 Tipologia di titoli

A seconda del tipo di energia risparmiata si possono avere cinque tipi di titoli riconosciuti:

- titoli di tipo I, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso una riduzione dei consumi di energia elettrica;
- titoli di tipo II, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso una riduzione dei consumi di gas naturale;
- titoli di tipo III, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale non destinate all'impiego per autotrazione;
- titoli di efficienza energetica di tipo IV, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti e valutati con le modalità previste dall'articolo 30 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 2819;
- titoli di efficienza energetica di tipo V, attestanti il conseguimento di risparmi di forme di energia primaria diverse dall'elettricità e dal gas naturale, realizzati nel settore dei trasporti e valutati attraverso modalità diverse da quelle previste per i titoli di tipo IV.

Per consentire ai soggetti obbligati, i grandi distributori di gas e elettricità, di poter recuperare in tutto o in parte gli oneri sostenuti per la realizzazione degli interventi e per entrare in possesso dei TEE, è stata prevista l'istituzione di una componente a gravare sulle tariffe di distribuzione di energia elettrica e gas naturale: il cosiddetto "recupero in tariffa" o contributo tariffario. All'inizio dell'attivazione del sistema dei certificati bianchi, tale componente fu fissata a 100 euro per ogni [tep] consegnato dal soggetto obbligato all'AEEG. L'applicazione di una formula di aggiornamento messa a punto dall'AEEG ha portato a determinare il valore di contributo unitario pari ai valori riportati in Tabella 5 per i vari anni d'obbligo:

Anno	Contributo tariffario (Euro/tep)
2004-08	100
2009	88,92
2010	92,22
2011	93,68
2012	86,98

Tabella 5: Contributi tariffari negli anni (Fonte: ENEA)

I costi che i distributori obbligati devono sostenere per raggiungere gli obiettivi annuali di risparmio energetico possono essere coperti attraverso risorse di varia natura: quote di partecipazione dei clienti partecipanti, finanziamenti statali, regionali, locali, comunitari, ricavi dalla vendita dei titoli di efficienza energetica, recupero in tariffa (che trova copertura attraverso le tariffe di trasporto e distribuzione dell'energia elettrica e del gas naturale in base a criteri stabiliti dall'AEEG). L'utente finale, grazie all'intervento di efficientamento realizzato, ottiene una riduzione dei consumi, cui seguirà un risparmio sulle fatture di energia elettrica, gas naturale o altri combustibili, e accederà eventualmente a finanziamenti esterni (contributi regionali, ad esempio) per i quali è consentita la cumulabilità. Egli dovrà poi girare al distributore o alla SSE una certa quota annua, a copertura parziale dell'investimento iniziale ed eventualmente dei costi di gestione e manutenzione (a seconda dell'eventuale contratto stipulato). L'analisi economica delle proposte è influenzata dal coefficiente di conversione [kWh/tep], esprime la quantità di energia primaria che occorre utilizzare a livello di sistema elettrico nazionale per produrre il singolo [kWh]. La delibera AEEG 03/08 ha fissato tale coefficiente pari a $0,187 \times 10^{-3}$ [tep/kWh] considerando un rendimento nazionale di conversione elettrica del 46 %.

4 QUADRO DI RIFERIMENTO

Il vapore è una delle utility più impiegate a livello industriale, in quanto esso viene principalmente usato come fluido vettore per la distribuzione di calore ai processi di produzione, questo perché l'acqua rispetto ad altri fluidi presenta diversi vantaggi legati principalmente alla sua disponibilità ed alla capacità di accumulo di calore.

In linea di principio qualunque fluido può essere utilizzato come termovettore, vi sono però alcune caratteristiche che un fluido deve possedere per consentirne un utilizzo a livello industriale. Il termovettore infatti deve essere:

- Non pericoloso, quindi non tossico, infiammabile o radioattivo;
- Economico, quindi disponibile su larga scala ma anche il costo delle apparecchiature per il suo utilizzo ed i costi di manutenzione devono essere contenuti;
- Non aggressivo dal punto di vista chimico;

Un buon termovettore inoltre deve avere:

- Elevata capacità di trasporto di calore in modo da consentire di operare con portate ridotte a parità di potenza termica trasportata.
- Elevato valore del coefficiente di scambio termico così da permettere l'utilizzo di superfici di scambio ridotte.

Alla luce delle caratteristiche elencate, appare chiaro come il vapore saturo secco sia una scelta quasi obbligata per molte applicazioni di tipo industriale. Infatti la pericolosità del vapore è legata unicamente alla pressione con cui il vapore viene prodotto. L'acqua utilizzata negli impianti a vapore è acqua addolcita e demineralizzata per limitare l'insorgenza di incrostazioni favorite dall'aumento di temperatura. Le incrostazioni infatti oltre a problemi di intasamento, fungono anche da isolante impedendo un corretto scambio termico.

Il vapore per uso tecnologico, come detto, è quasi sempre vapore saturo secco, ciò permette di scambiare calore a temperatura costante, agevolando così le operazioni di regolazione dato l'andamento lineare della quantità di calore scambiato in funzione della portata.

In generale una rete di vapore è costituita da un circuito ad anello composto da tre sezioni principali:

- Sezione di generazione del vapore
- Sezione di distribuzione
- Sezione di trasferimento del calore con scambiatori

Lungo il circuito si manifesta la formazione di condensa normalmente nel processo di scambio termico ma anche, se pur in minor quantità, nella distribuzione soprattutto se è presente coibentazione poco efficiente o se la rete di distribuzione risulta molto estesa.

Assieme alla formazione di condensa si può verificare, soprattutto all'avviamento del impianto, una separazione di gas in condensabili che oltre ad ostacolare lo scambio termico, essere fonte di corrosione e ritardare la messa a regime dell'impianto, vanno anche a ridurre la pressione e temperatura del vapore.

In tutti gli impianti industriali a vapore vi sono 3 necessità fondamentali per di salvaguardare l'integrità dell'impianto e per il suo corretto funzionamento:

- Drenaggio delle condense
- Mantenere il vapore tecnologico all'interno delle utenze evitando le perdite
- Espulsione dei gas incondensabili

La prima necessità è dettata dal fatto che la presenza di condensa nella linea a vapore spesso crea dei colpi d'ariete dannosi per le utenze a vapore; inoltre il condensato riduce sensibilmente il coefficiente di scambio termico del vapore e la temperatura di quest'ultimo penalizzando i processi termici a valle. D'altra parte la presenza di incondensabili nella linea vapore, soprattutto durante gli avvii d'impianto, porta oltre che a problemi di riduzione nello scambio termico anche problemi di corrosione. Le due cause primarie di corrosione sono infatti la presenza di anidride carbonica e ossigeno. La prima entra nel sistema come carbonato disciolto nell'acqua di alimentazione alla centrale termica e quando viene miscelata con la condensa, fredda rispetto al vapore vivo, crea acido carbonico. L'azione negativa di questo componente, già molto aggressivo di per sé, viene stimolata ulteriormente dalla presenza dell'ossigeno che entra nel sistema disciolto nell'acqua di alimento. La necessità, infine, di mantenere ridotte le perdite di vapore "vivo" sono l'obiettivo principale per quel che riguarda l'efficienza energetica dell'impianto nel suo complesso.

Il dispositivo che si occupa di salvaguardare la linea vapore da questi due inconvenienti intrinseci dei sistemi vapore è lo scaricatore di condensa o trappola di vapore ("Steam Trap"). L'azione del device consiste nell'eliminare i gas incondensabili e le condense formate lungo la linea nel modo più veloce possibile e con il minor consumo di vapore tecnologico possibile.

È importante che ogni utenza sia dotata di un proprio scaricatore, infatti il ricorso ad un solo scaricatore per più utenze può far sì che risulti difficoltoso il drenaggio della condensa da parte di alcuni scaricatori. In queste condizioni si verificherebbe il fenomeno dell'allagamento dello scambiatore con conseguente riduzione del coefficiente di scambio termico e abbassamento della temperatura sul lato prodotto.

Per evitare il fenomeno dell'allagamento è necessario dotare ogni apparecchiatura di un suo scaricatore, che deve essere montato ad una quota inferiore rispetto allo scambiatore per favorire lo scarico della condensa.

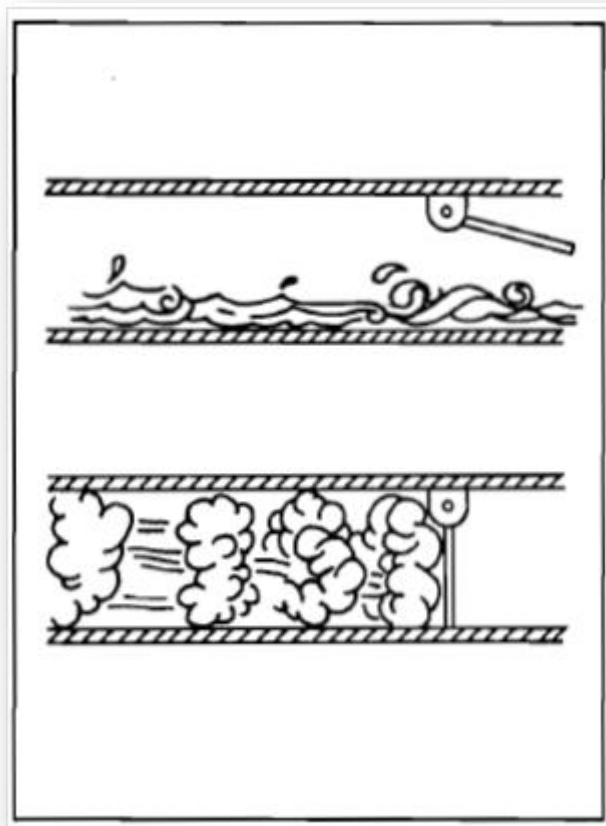


Figura 3: Funzione dello scaricatore

Esistono varie tipologie di scaricatori di condensa che possono essere raggruppate in 4 categorie principali: scaricatori di tipo meccanico, termostatico, termodinamico e scaricatori ad orifizio calibrato.

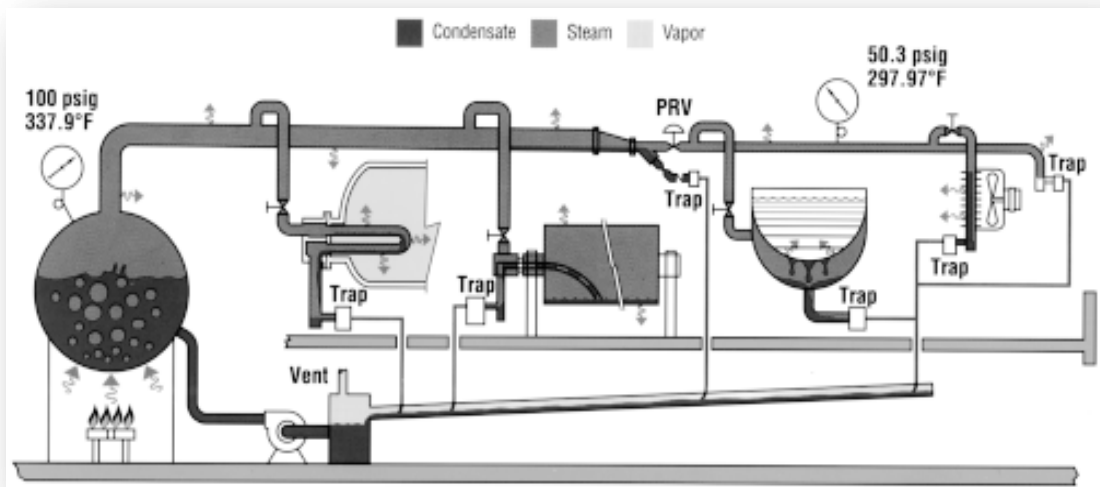


Figura 4: Varie applicazioni in cui viene impiegato lo scaricatore

4.1 Scaricatori di tipo meccanico

Questi dispositivi operano in relazione diretta con livelli di condensa presenti nel corpo dello scaricatore. Scaricatori a secchiello rovesciato e scaricatori a galleggiante sono esempi tipici.

- **Scaricatore a galleggiante**

Lo scaricatore a galleggiante fa parte della categoria degli scaricatori meccanici. Uno schema funzionale del dispositivo viene riportato in Figura 5:

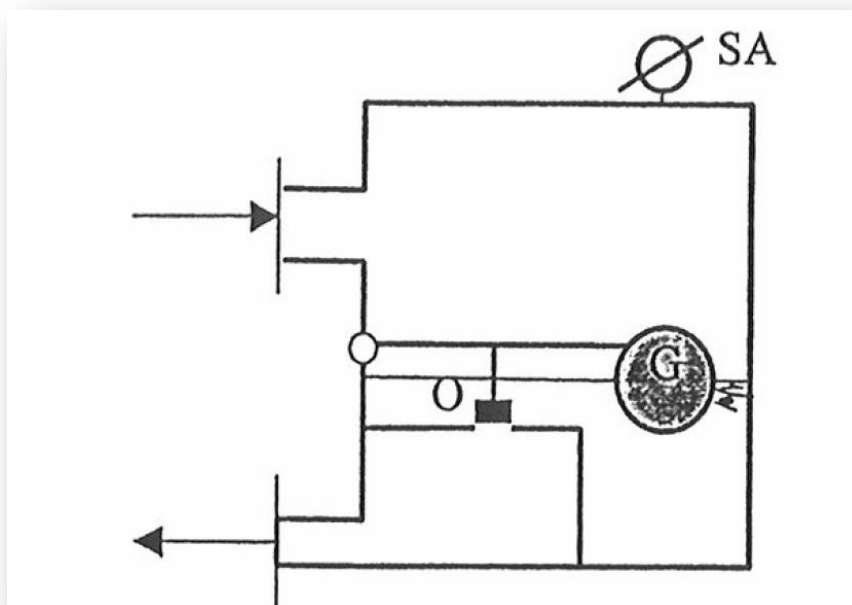


Figura 5: Schema funzionale di uno scaricatore a galleggiante

La condensa, arrivando dall'alto allaga lo scaricatore, sollevando il galleggiante G. Questo movimento fa sì che l'otturatore O scopra la luce di scarico, permettendo il deflusso del liquido verso la rete condense. Nel caso allo scaricatore arrivi invece vapore, questo ristagna nella camera senza sollevare il galleggiante, e, solo dopo che è condensato, può essere scaricato. Per quanto riguarda l'eliminazione dell'aria, questa avviene tramite un elemento termostatico SA. Lo scarico dell'aria è fondamentale per il corretto funzionamento dello scaricatore; alla lunga infatti l'aria accumulatasi creerebbe una contropressione che non permetterebbe più lo scarico della condensa, dando luogo al fenomeno dell'invaso di vapore, ossia dell'allagamento dell'utilizzatore. L'elemento per lo scarico dell'aria è termostatico per le pressioni più basse, bimetallico per vapore surriscaldato. In Figura 6 viene riportata una sezione di uno scaricatore a galleggiante.

Lo scaricatore a galleggiante è caratterizzato da scarico intermittente ed è sensibile a condense corrosive e colpi d'ariete, può rimanere bloccato in chiusura per danneggiamento del galleggiante.

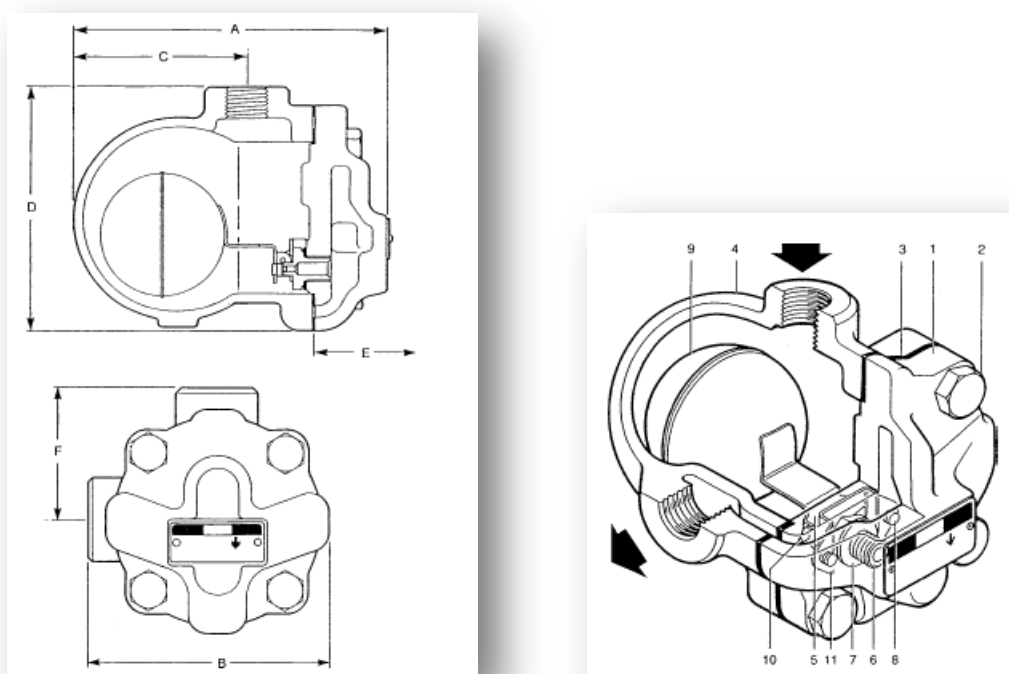


Figura 6: Scaricatore di condensa a galleggiante.

- **Scaricatore a secchiello rovesciato**

Nel caso di scaricatore a secchiello rovesciato, sempre del gruppo scaricatori meccanici, la chiusura dell'orifizio è dovuta alla spinta di galleggiamento generata da vapore presente all'interno del secchiello. Lo schema di uno scaricatore a secchiello rovesciato è riportato in figura 7. Lo scaricatore è costituito da un corpo all'interno del quale si muove un secchiello rovesciato al quale viene collegato l'otturatore del condotto di scarico. Quando il secchiello è alzato l'otturatore chiude la luce di scarico, viceversa quando il secchiello si abbassa, la luce viene aperta permettendo lo scarico.

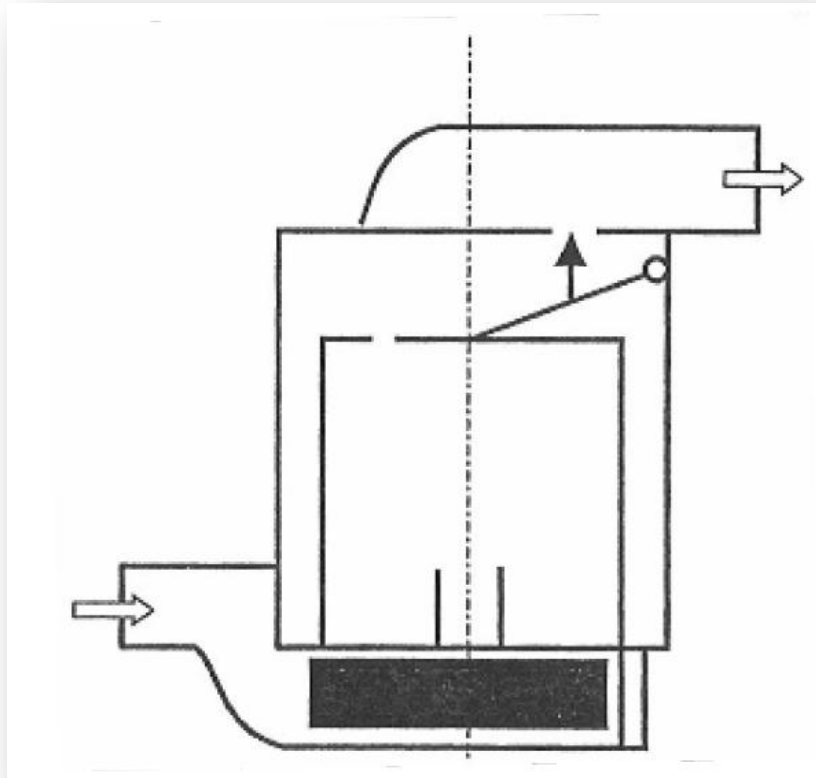


Figura 7: Schema funzionale di uno scaricatore a secchiello rovesciato.

Per il funzionamento dello scaricatore, è necessario che il corpo dello scaricatore sia completamente pieno di condensa; in questo modo il secchiello affonda per effetto del proprio peso, permettendo lo scarico della condensa in arrivo. Nel caso in cui allo scaricatore arrivi vapore, questo rimane invece intrappolato sotto il secchiello, quest'ultimo viene spinto verso l'alto per effetto della spinta di Archimede, chiudendo la luce di scarico. Lo scarico è quindi impedito fino a quando il vapore al di sotto del secchiello non condensa. Il secchiello si abbassa permettendo di nuovo lo scarico della condensa. Per il funzionamento dello scaricatore è quindi necessaria la presenza di condensa per garantire la tenuta idraulica nella parte inferiore del secchiello, in modo da consentire al secchiello di galleggiare sulla condensa nel caso giunga vapore. Lo scaricatore a secchiello rovesciato funziona allora ad intermittenza dal momento che l'arrivo di vapore non permette lo scarico della condensa. Per fare in modo che lo scarico riprenda il più velocemente possibile è quindi necessario fare in modo che il vapore condensi all'interno dello scaricatore il più velocemente possibile, è quindi assolutamente da evitare la coibentazione dello scaricatore. Un cenno particolare va fatto al comportamento dello scaricatore relativamente all'aria, dal momento che se l'aria non venisse scaricata, si creerebbe infatti una contropressione che ostacolerebbe l'ingresso di ulteriore condensa favorendo l'allagamento dell'utilizzatore. All'avviamento, se lo scaricatore è vuoto, il secchiello è abbassato e l'aria si può scaricare liberamente. A regime, però, l'aria si comporta esattamente come il vapore; essa rimane intrappolata al di sotto del secchiello, provocando il galleggiamento di quest'ultimo sulla condensa e la chiusura dell'otturatore. Dal momento che l'aria non condensa, per poter abbassare il secchiello viene praticato un orificio calibrato sulla sommità del secchiello stesso, tramite

il quale scaricare l'aria intrappolata come riportato in Figura 8. I maggiori problemi legati all'impiego di scaricatori a secchiello rovesciato sono connessi al funzionamento intermittente e allo scarico dell'aria che non avviene così prontamente come nel caso di scaricatori a galleggiante. Per contro, gli scaricatori a secchiello rovesciato sono però da preferire a quelli a galleggiante per la maggiore robustezza, che garantisce una maggiore protezione da colpi d'ariete e alla condensa corrosiva.

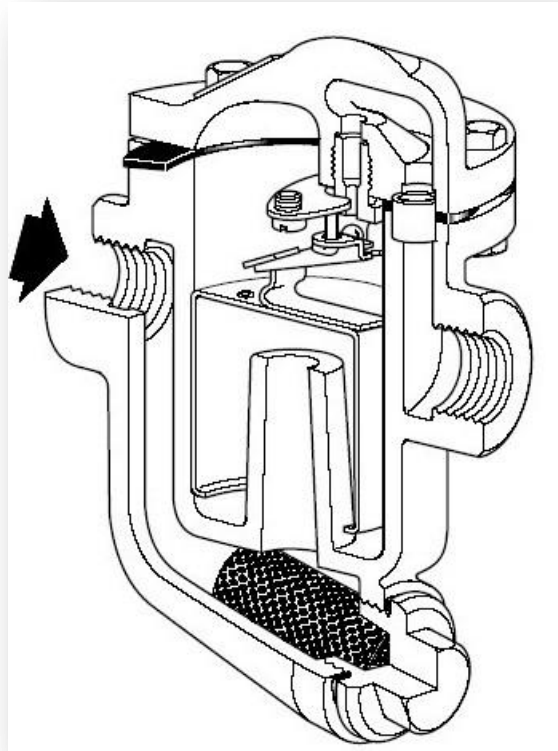


Figura 8: Scaricatore di condensa a secchiello rovesciato

4.2 Scaricatori di tipo termostatico

Il funzionamento degli scaricatori termostatici, si basa sulla differenza di temperatura tra la condensa e il vapore. Un elemento termosensibile apre e chiude il foro di scarico a seconda che lo scaricatore venga attraversato da fluido freddo o caldo. Sono costituiti da un soffiutto pieno di liquido che a contatto col vapore si dilata e va a chiudere lo scarico. Viceversa si comporta in presenza di condensa o aria.

- **Scaricatore termostatico a pressioni equilibrate**

Questo tipo di scaricatore, il cui schema costruttivo viene riportato in figura 9, è costituito da un elemento flessibile a soffiutto, parzialmente riempito da un fluido volatile, ed ermeticamente sigillato. Sul soffiutto si trova l'otturatore, in grado di muoversi da e verso la sede dello scaricatore. L'elemento volatile ha una temperatura di evaporazione inferiore rispetto a quella del vapore acqueo. A freddo, lo scaricatore è completamente aperto e può scaricare liberamente aria, gas e condensa fredda.

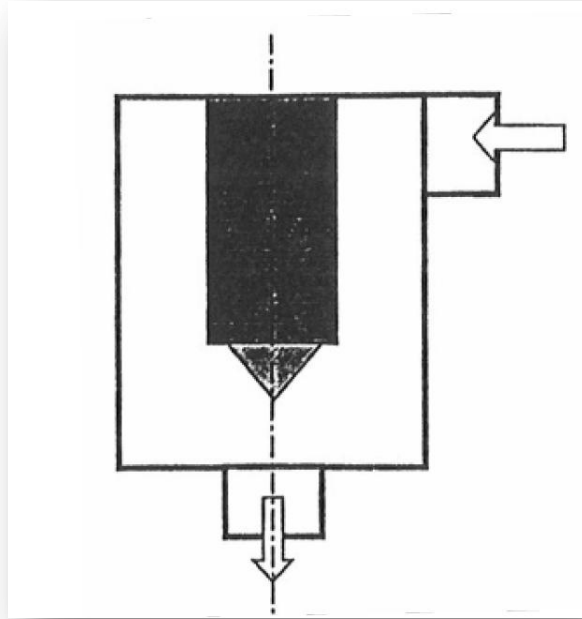


Figura 9: Schema funzionale di uno scaricatore termostatico a pressioni equilibrate.

A caldo, quando la temperatura della condensa si avvicina a quella di saturazione del vapore acqueo, il liquido volatile, evaporando all'interno dell'elemento flessibile, fa sì che la pressione interna superi quella esterna. L'elemento flessibile si espande portando l'otturatore a chiudere contro la sede. Non appena la temperatura della condensa all'esterno dell'elemento si riduce, si ha all'interno dell'elemento che si contrae aprendo la valvola di scarico. In Figura 10 viene riportato un esempio costruttivo di scaricatore a soffiello.

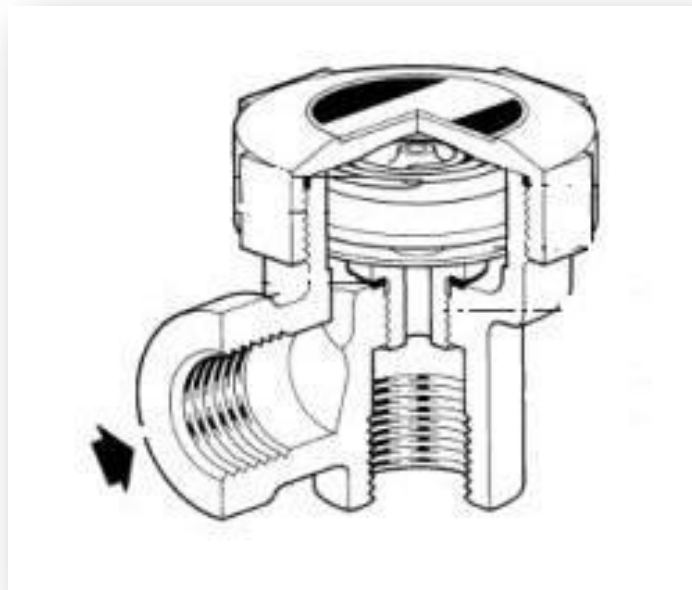


Figura 10: Scaricatore termostatico a pressioni equilibrate.

Anche nel caso di scaricatore a soffiato a pressioni equilibrate. Lo scarico avviene quindi ad intermittenza e solo dopo che la condensa si è raffreddata. Non è quindi adatto a scaricare condensa alla temperatura di condensazione. Teme colpi d'ariete e condense corrosive. Un grande vantaggio è rappresentato dalla prontezza di intervento che lo rende uno dei migliori eliminatori d'aria all'avviamento dell'impianto quando la quantità da scaricare è massima. L'apparecchio a freddo ha inoltre lo scarico completamente aperto.

- **Scaricatore termostatico bimetallico**

Sempre nella categoria degli scaricatori termostatici si riporta in Figura 11 lo schema funzionale di uno scaricatore bimetallico.

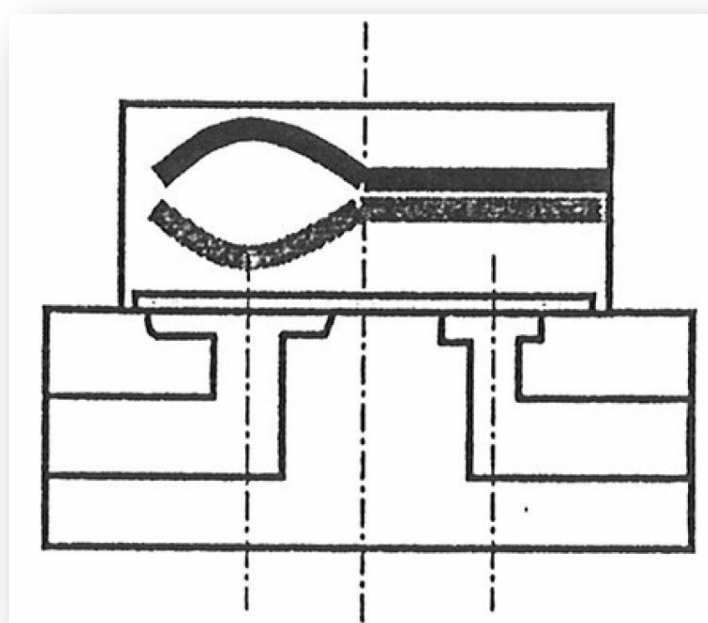


Figura 11: Schema funzionale di uno scaricatore bimetallico.

In questo caso all'interno dello scaricatore viene inserito un elemento bimetallico. A freddo, l'elemento bimetallico lascia aperta la sede dello scaricatore, permettendo così lo scarico di aria e condensa fredda. A caldo, per effetto della diversa dilatazione termica dei due elementi, l'otturatore si inflette, premendo verso il basso il disco sottostante che blocca l'afflusso del vapore o della condensa calda. Affinché l'otturatore si possa riaprire è quindi necessario che il vapore al suo interno condensi e si raffreddi ad una temperatura tale da riportare la lamina bimetallica in posizione neutra. Lo scaricatore bimetallico ha come caratteristiche una maggiore robustezza rispetto allo scaricatore a soffiato a pressioni equilibrate, che lo rende resistente a condense corrosive e a colpi d'ariete ed adatto al funzionamento a pressioni massime maggiori. Per contro, il funzionamento è comunque intermittente ma non così pronto come nel caso di scaricatore a soffiato, dal momento che è vincolato all'inerzia di dilatazione della lamina.

4.3 Scaricatori di tipo termodinamico

Sono scaricatori che lavorano sulla differenza nella risposta dinamica alle variazioni della velocità di flusso in fluidi comprimibili e non.

- **Scaricatore termodinamico a disco**

Nel caso di scaricatori termodinamici il funzionamento dello scaricatore è legato ad un fenomeno termodinamico che si verifica all'interno dello scaricatore e che provoca la chiusura dell'otturatore nel caso in cui lo stesso venga attraversato da vapore, tra gli scaricatori termodinamici, il più diffuso è lo scaricatore a disco, il cui funzionamento può essere illustrato in riferimento alla figura 12.

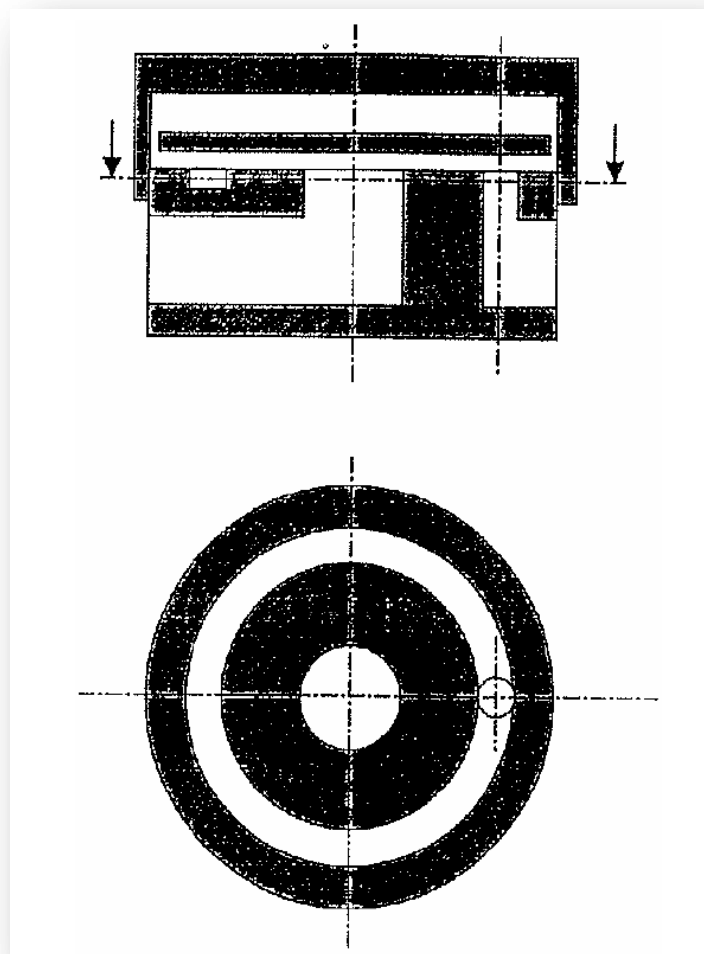


Figura 12: Schema di funzionamento di uno scaricatore termodinamico a disco.

Quando lo scaricatore viene attraversato da condensa, questa solleva il disco, riempie tutto lo scaricatore e fluisce in senso radiale verso la gola di raccolta, da cui viene convogliata verso la luce di scarico. Nel caso di presenza di vapore, invece, il vapore all'ingresso dello scaricatore si espande per effetto della differenza di pressione tra monte e valle, corrispondente alla differenza tra la pressione di alimentazione del vapore e la pressione della rete condense. Tale espansione provoca un'accelerazione del vapore nella parte della camera al di sotto del disco, mentre nella parte superiore è

invece presente vapore fermo. A questa differente velocità corrisponde una diversa pressione, per cui il disco viene schiacciato verso il basso, chiudendo la luce di ingresso. Solo quando il vapore rimasto intrappolato nel corpo dello scaricatore condensa, il disco si può nuovamente sollevare per effetto della pressione della condensa in arrivo, riaprendo così la luce di ingresso. Lo stesso processo avviene nel caso di formazione di una grande quantità di vapore di ri-evaporazione allo scaricatore nel caso di arrivo di condensa calda e salto di pressione elevato tra monte e valle dello scaricatore. Lo scarico avviene in questo caso in modo intermittente. Alcuni problemi si possono avere anche nello scarico di aria e gas.



Figura 13: Scaricatore termodinamico a disco

4.4 Scaricatori ad Orifizio

Secondo norma UNI EN 26704 (scaricatori di condensa automatici: classificazione) gli scaricatori ad orifizio fanno parte della categoria precedente degli scaricatori termodinamici. In questa trattazione si è voluto inserirli in una categoria a parte in quanto sono le uniche trappole di vapore con scarico continuo della condensa, senza alcuna parte in movimento e caratterizzati da dimensioni ridotte dell'orifizio di scarico rispetto agli altri tipi di scaricatore.

- **Scaricatori ad orifizio semplice**

Gli scaricatori ad Orifizio semplice sono costituiti da una sottile piastra metallica con un foro di piccolo diametro, come mostrato in figura 14, questi scaricatori non hanno parti in

movimento che possano funzionare non correttamente, il loro design è semplice; il funzionamento è di tipo continuo ovvero c'è sempre un flusso attraverso l'orifizio. Nel tempo, il diametro dell'orifizio può aumentare gradualmente a causa dell'erosione, specialmente in impianti a vapore che contengono prodotti di corrosione o detriti.

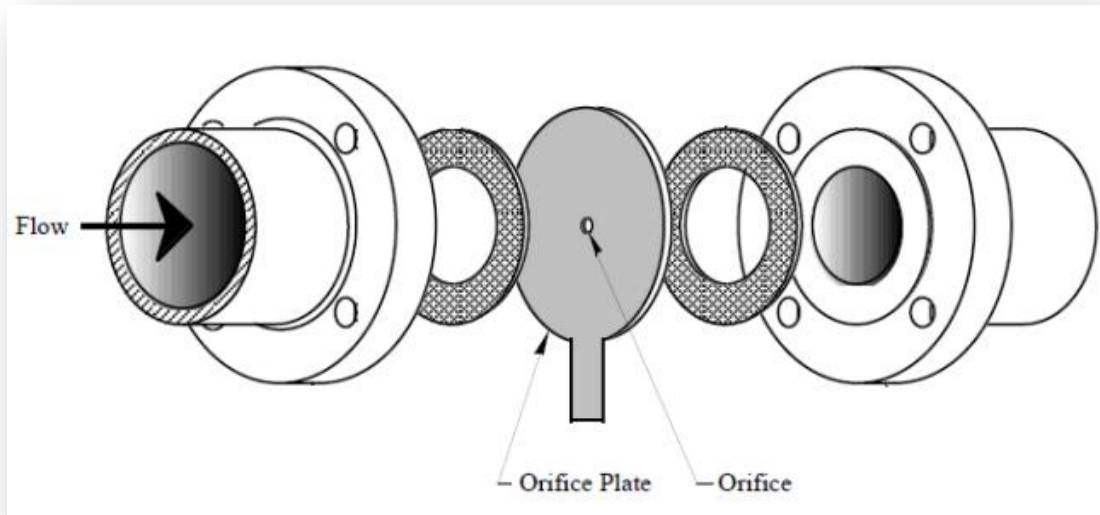


Figura 14: Scaricatore ad orifizio

Quando un scaricatore ad orifizio funziona correttamente, tutta la condensa che si produce fluisce attraverso lo scarico. La portata di condensa attraverso l'orifizio è sufficiente per evitare la fuoriuscita di vapore vivo, nella pratica però, risulta spesso difficile mantenere questo equilibrio costante per lunghi periodi di tempo. Variazioni di temperatura e variazioni di pressione, così come la domanda variabile del sistema, influenzano direttamente la formazione di condensa: quando è presente poca condensa il vapore vivo fuoriesce attraverso l'orifizio, sprecando in tal modo energia e riducendo l'efficienza complessiva del sistema. Questa condizione di funzionamento produce lo stesso effetto di una trappola convenzionale che rimane bloccata in posizione aperta; l'unica differenza è il tasso di perdita di vapore in quanto, per una stessa applicazione, una trappola convenzionale ha una apertura di valvola (orifizio), che è molto più grande e quindi il vapore vivo che ne fuoriesce sarà maggiore. Quando invece la portata di condensa è maggiore della capacità di flusso dell'orifizio, si ha accumulo di condensa a monte dello scaricatore e si può verificare un allagamento della linea di vapore e degli utilizzatori, esattamente come accade per una valvola convenzionale bloccata in posizione chiusa.

Con l'invenzione di James Watt del motore a vapore, sono nate anche le prime trappole di vapore, e si trattava proprio di scaricatori ad orifizio, che però risultavano essere molto permeabili al vapore a causa di una mancanza di conoscenze tecniche a riguardo. A causa di ciò si avviò una prima fase di ricerca e sperimentazione che ha portato all'invenzione e utilizzo di altri tipi di scaricatori, primi fra tutti quelli di tipo meccanico. Anche tali dispositivi però presentavano dei problemi, come già visto in precedenza, così nel 1970 US Navy, che stava indagando sul miglioramento di efficienza e il risparmio di energia al fine di estendere la distanza di crociera della propria corazzata, identificò nella

trappola di vapore una delle più grandi fonti di perdita di energia all'interno della corazzata.

La trappola ad orifizio calibrato era quella su cui più si sono concentrati gli studi perché oltre ad essere considerata come la trappola di vapore più vantaggioso in termini di miglioramento dell'efficienza, lo scaricatore ad orifizio garantiva una riduzione di peso e di ingombro all'interno dello spazio limitato nella corazzata. Dopo 8 anni di test, è stato determinato dalla US Navy che l'orifizio fisso è lo scaricatore che ha prodotto la minor perdita di vapore, rispetto a tutti gli altri scaricatori di condensa convenzionali testati, se progettato in modo appropriato.

Questo scaricatore fu utilizzato su più di 100 navi da guerra, e ciò portò a un risparmio di 875.000 barili di combustibile e di mezzo milione di dollari di spese di manutenzione, per un totale di 10,8 milioni di dollari sono risparmiati .

Il Presidente americano Carter ha assegnato un riconoscimento all'ingegnere Mr. Lawrence L. Guzick per questo grande successo nel maggio 1977.

L'invenzione di questo dispositivo ha dato lo slancio per una nuova fase di ricerca sugli scaricatori che ha portato ad ulteriori miglioramenti alla trappola ad orifizio calibrato fino ad arrivare allo scaricatore ad orifizio accoppiato con dispositivo Venturi. Attualmente sono in fase di studio altri dispositivi sempre ad orifizio che producono moto vorticoso all'uscita per creare una contropressione allo scarico in modo da tener intrappolato il vapore, proprio come accade con il venturi.

- **Scaricatore ad Orifizio Venturi**

Trappole ad orifizio-venturi sono un sono state introdotte sul mercato nel 1995 e fanno uso, come nel caso precedente di un orifizio, ma utilizzano anche un dispositivo Venturi che consente allo scaricatore di condensa di lavorare in modo efficiente anche sui carichi variabili.

Tali trappole sono compatte e non presentano parti in movimento, non sono soggette a colpi d'ariete o congelamento e lo scarico dalla trappola è di tipo costante.

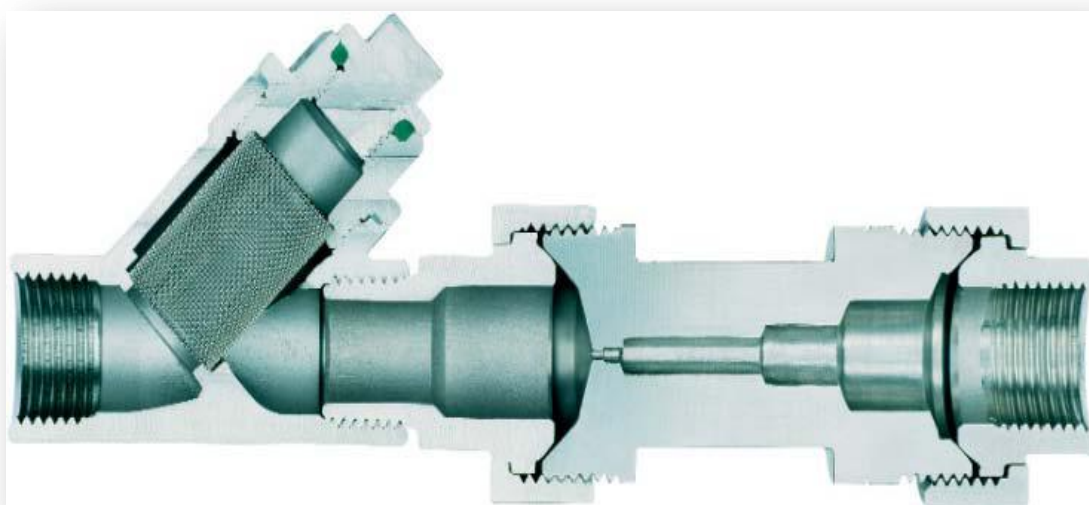


Figura 15: Scaricatore Venturi

All'avvio condensa fredda e aria sono in grado di fluire liberamente attraverso la trappola, come negli scaricatori a semplice orifizio.

Il principio di base della trappola Orifizio Venturi, come illustrato in Figura 16, è che quando la condensa calda ad alta pressione viene scaricata ad una pressione inferiore, l'eccedenza entalpica sarà utilizzata per ri-evaporare parte del liquido che sarà visto come vapore di flash nella zona a pressione inferiore.

La formazione di vapore flash è accompagnata ad un rapido aumento del volume, che innalza la resistenza al flusso attraverso l'orifizio. Il vapore a bassa densità tenta di passare attraverso la gola ad una velocità di avvicinamento 340 m/s, la condensa, che è 1000 volte più densa del vapore, viaggia ad una velocità di circa 11-14 m/s (Dickman, 1986). La gola risulta così soffocata dalla condensa, che inibisce il passaggio di vapore vivo attraverso l'orifizio mentre la pressione spinge avanti la condensa.

La formazione di vapore flash provoca un flusso turbolento nella gola di scarico, che ha due effetti :

- pulisce la sezione di scarico della trappola GEM ;
- aumenta la resistenza al flusso creando una contropressione sull'orifizio.

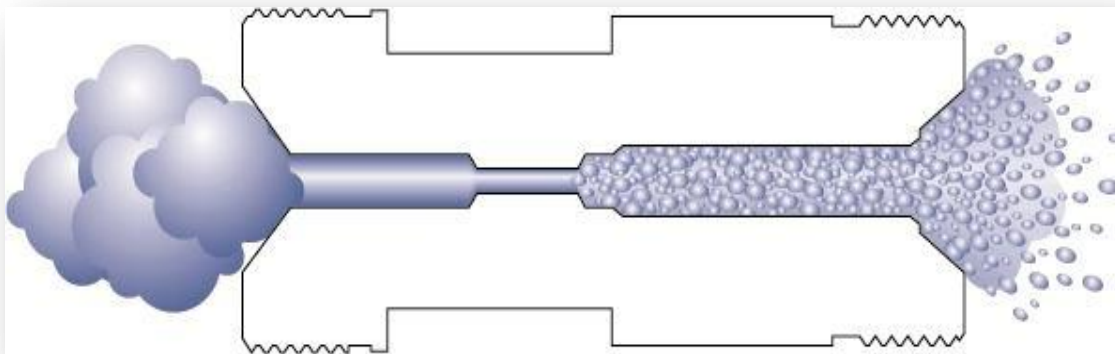


Figura 16: Principio di funzionamento di una trappola GEM Venturi

I produttori sostengono inoltre risparmio tra il 10% e 30% sul consumo di vapore rispetto ai tradizionali scaricatori di condensa, e rivendicano un migliore controllo per applicazioni quali scambiatori di calore in cui il flusso di vapore è controllato da una valvola di controllo.

Il comportamento dello scaricatore con la variazione del carico è diverso a seconda del fatto che sia presente o meno una valvola di controllo a monte dello scambiatore termico:

- Con valvola di controllo: non appena la richiesta di calore cala, la valvola di controllo progressivamente si chiude. Questa caduta di pressione e di temperatura nello scambiatore di calore, riduce la risposta termica e il carico di condensa. Simultaneamente la differenza di pressione attraverso lo scaricatore GEM Venturi cala, riducendo la sua capacità di scarico quando meno condensa viene prodotta. Pertanto la capacità di scarico degli scaricatori di condensa GEM Venturi si regola automaticamente dal 100% a 0.
- Senza valvola di controllo: non appena viene prodotta meno condensa il punto di vaporizzazione nel canale di scarico si sposta in una posizione più vicina all'orifizio creando una maggiore contro-pressione su quel punto riducendo la

capacità. Pertanto la capacità di scarico degli scaricatori di condensa GEM Venturi si regola automaticamente.

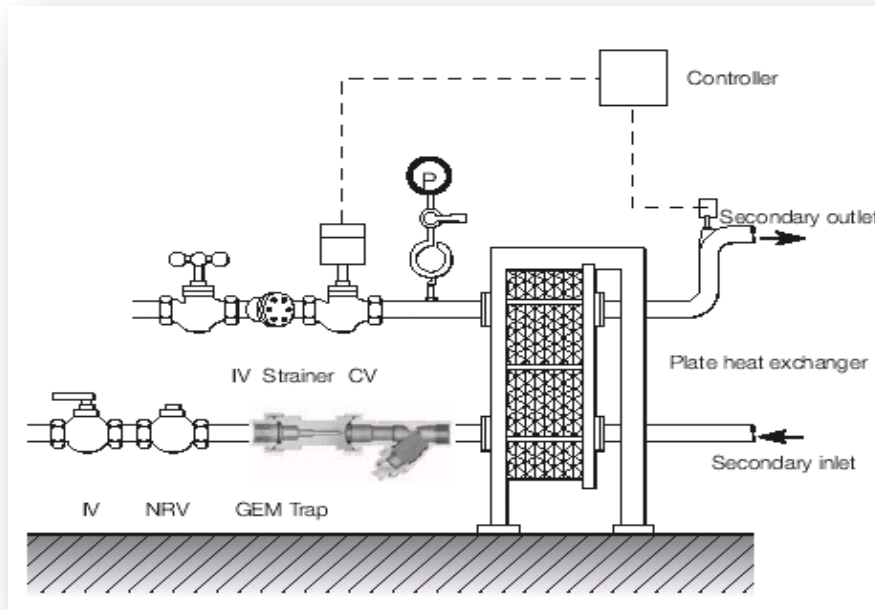


Figura 17: Schema d'impianto con valvola di controllo

La figura 18 mostra un altro aspetto positivo degli scaricatori Venturi infatti mette in evidenza come uno scarico continuo della condensa favorisca il coefficiente di scambio termico sul lato vapore per una minor presenza di condensa sulle pareti di scambio.

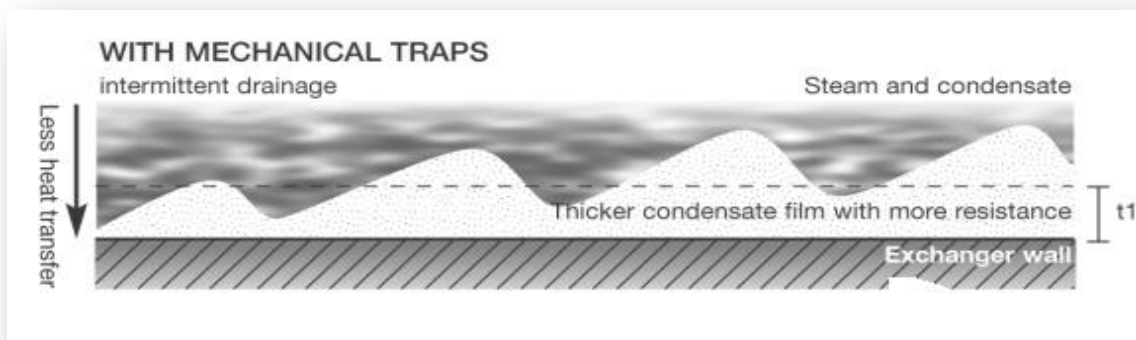
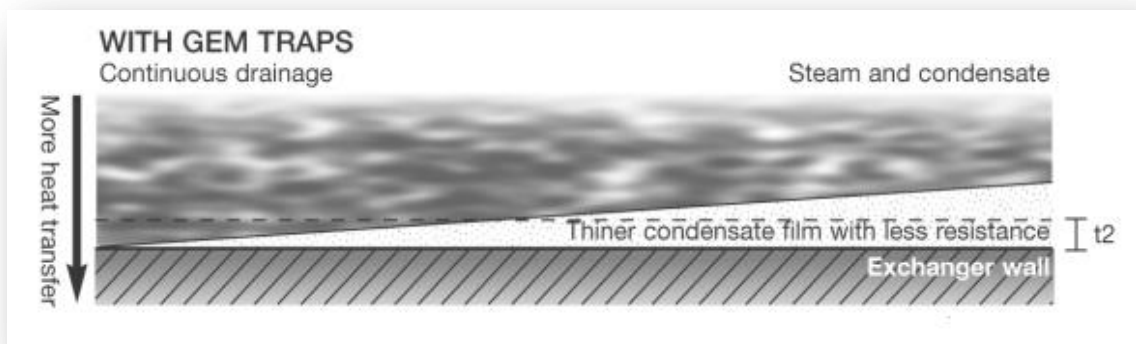


Figura 18: Pareti di scambio termico in applicazioni orizzontali

5 DIMENSIONAMENTO DELLO SCARICATORE

Non esiste uno scaricatore di condensa universale, e che dia gli stessi ottimi risultati indipendentemente dal punto di applicazione e dalle condizioni d'esercizio dell'impianto. A seconda dei casi può essere più valido un sistema anziché un altro. Alcune considerazioni da farsi, di volta in volta, per una corretta scelta dello scaricatore riguardano le variazioni della pressione d'esercizio, oscillazioni di portata, la capacità di scaricare aria e gas presenti nell'impianto, la semplicità di montaggio e la possibilità di manutenzione.

Lo scaricatore, di norma, deve essere dimensionato in modo tale che possa scaricare anche le portate di punta durante le fasi di avviamento, ma questo è valido per impianti che effettuano più avviamenti all'anno, per impianti con grande inerzia termica invece è preferibile non dimensionare gli scaricatori per le portate di punta in quanto ciò causerebbe grandi perdite di vapore vivo durante il normale funzionamento dell'impianto. In molti impianti di vecchia costruzione si trovano tuttavia scaricatori eccessivamente sovradimensionati che sono fonte di gravi perdite energetiche dall'impianto.

Per il dimensionamento dello scaricatore, in generale si possono distinguere due casi: scaricatore posto a valle di un utilizzatore, e scaricatore posto sulla linea di distribuzione del vapore.

5.1 Posizionamento a valle di un utilizzatore

Nel caso di scaricatore posto a valle di un utilizzatore si può risalire alla portata di condensa in vari modi:

- Nota la quantità oraria di calore necessario Q_{targ} (per esempio rilevate sulla targhetta dell'utilizzatore) si ha che:

$$\dot{m}_l = \frac{Q_{targ}}{r} \quad [\text{kg/h}]$$

dove r indica il calore latente ad una nota temperatura del vapore.

- Se la quantità oraria Q non fosse nota si può calcolare la portata di condensato \dot{m}_l nota la portata di prodotto da riscaldare \dot{m}_p ed il suo calore specifico:

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{m}_p \cdot c_p \cdot \Delta t}{r} \quad [\text{kg/h}]$$

- Oppure nota la superficie di scambio termico A e il coefficiente di trasmissione globale del calore k in $\text{W/m}^2\text{K}$:

$$\dot{m}_l = \frac{K \cdot A \cdot \left[t_s - \frac{t_{out} + t_{in}}{2} \right]}{r} \cdot 3,6 \quad [\text{kg/h}]$$

in cui t_s indica la temperatura di saturazione del vapore, che ovviamente evolve a temperatura costante, t_{out} e t_{in} indicano rispettivamente la temperatura d'uscita e d'ingresso del fluido riscaldato, ne caso in cui il fluido riscaldato subisca anche

cambiamento di fase basterà sommare al numeratore il calore latente per la portata di evaporato.

Dalle relazioni precedenti si può notare come la portata di condensa sia influenzata dalla differenza di temperatura tra il vapore ed il fluido da riscaldare, più precisamente a parità di altre condizioni d'esercizio, la portata di condensato aumenta all'aumentare di questo Δt : alla temperatura minima del prodotto da riscaldare, ovvero all'avvio del processo di riscaldamento corrisponde la formazione di condensa massima. Il dimensionamento quindi non va fatto esattamente per la portata media, ma questa va moltiplicata per un coefficiente correttivo per tener conto del maggior scarico richiesto all'avvio del processo. Risulta quindi evidente come in queste applicazioni risultino favoriti quei tipi di scaricatori che godono di una regolazione automatica della capacità di scarico della condensa (vedi Cap. 3.4).

5.2 Posizionamento sulla linea di distribuzione del vapore

Per quanto riguarda uno scaricatore posto sulla linea di distribuzione del vapore, per quantificare la portata di condensa in arrivo allo scaricatore, si devono identificare le perdite di calore dalla linea stessa. Per quantificare le perdite di calore da una linea di distribuzione del vapore ci sono diverse variabili, tra cui velocità del vento, temperatura ambiente esatta, la qualità dell'isolamento e la percentuale di isolamento mancante, per stimare un particolare carico è possibile utilizzare il seguente modello che considera i principali fattori che lo influenzano.

La relazione

$$Q = K \cdot A \cdot (t_s - t_a)$$

mi permette di ricavare le perdite di calore attraverso un particolare tubo orizzontale caratterizzato da un certo diametro e spessore, in cui si trova vapore saturo ad una certa temperatura e situato in un ambiente ad una particolare temperatura t_a che può subire variazioni giornaliere e stagionali.

La determinazione del coefficiente di scambio termico K può risultare lunga e complicata in quanto tiene conto dei fenomeni di conduzione, convezione lato interno ed esterno ed irraggiamento, per semplificare il calcolo si possono utilizzare delle tabelle o grafici, come in Figura 19, che forniscono il valore della dispersione termica oraria per unità di lunghezza in funzione del materiale di cui è costituita la tubazione, della differenza di temperatura tra interno ed esterno, ovvero tra la temperatura del vapore saturo e temperatura ambiente e del diametro nominale del tubo.

*Esempio: tubazione nuda con diametro esterno 48 mm, trasporta vapore a 7 bar in un ambiente a 20 °C; dalle tabelle del vapore saturo si trova che ad una pressione di 7 bar corrisponde una temperatura di saturazione di 170°C, quindi si ha un Δt tra vapore saturo ed ambiente esterno di 150°C, dal grafico si trova una dispersione termica di 320 kcal/(h*m) che corrisponde a 1340kJ/(h*m).*

Una volta trovato il flusso termico scambiato, si tiene conto del fattore di isolamento, dove presente. I grafici, come i Figura 20, forniscono la dispersione oraria per metro lineare di tubazione, in funzione della temperatura del vapore saturo e del diametro nominale della tubazione e dello spessore dell'isolamento e del materiale isolante.

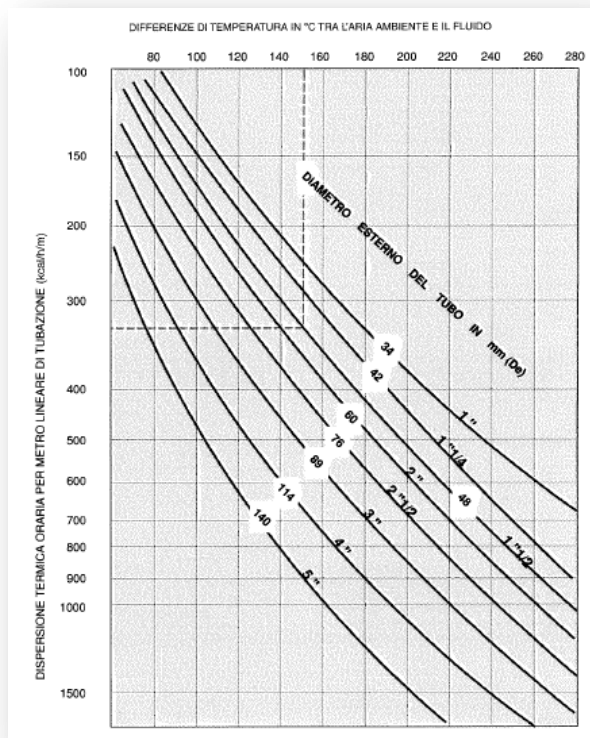


Figura 19: Diagramma per il calcolo del carico di condensa

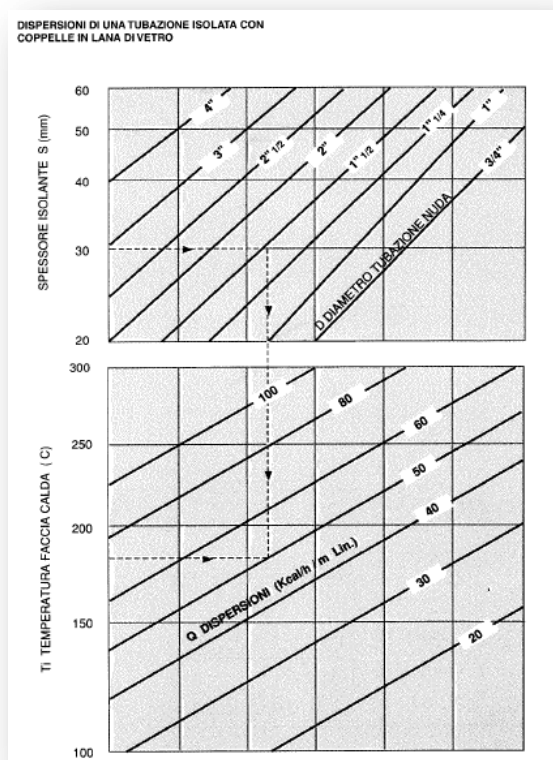


Figura 20: Diagramma per il calcolo del carico di condensa

Esempio: per uno spessore di isolante di 30 mm con diametro esterno della tubazione di 48mm e temperatura del vapore di 180°C, si ha una dispersione di 50 kcal/(h*m) che corrisponde a 209 kJ/(h*m).

Infine si può correggere il risultato ottenuto per tener conto dell'isolamento rovinato o degradato e dell'influenza del vento dove presenti:

FATTORI DI CORREZIONE				
Per stato di efficienza dell'isolamento termico diverso dall'80%				
	fattore = 4	senza isolamento		
	fattore = 1,3	con isolamento medio		
	fattore = 0,5	con isolamento perfetto		
Per vento fino a 36 km/h e temperatura fra +10 e -10 °C				
	DN 25 = 1"	DN 100 = 4"	DN 300 = 12"	DN 600 = 24"
pressione vapore ≤ 1 bar	fattore = 2,5 ÷ 4	1,8 ÷ 2,2	1 ÷ 1,8	0,8 ÷ 1,2
pressione vapore > 1 bar	fattore = 1 ÷ 2	1 ÷ 1,2	0,6 ÷ 1	

Tabella 6: Fattori di correzione per stato di efficienza dell'isolamento e ventosità

Una volta ricavate le dispersioni termiche orarie per unità di lunghezza, per trovare la portata di condensa che lo scaricatore deve essere in grado di espellere, sarà sufficiente moltiplicare il valore trovato per la lunghezza del tubo e dividere per il calore latente di vaporizzazione alla pressione d'esercizio:

$$\dot{m}_l = \frac{\text{Dispersioni} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{m} \cdot \text{h}} \right] \cdot l_{\text{tubo}} [\text{m}]}{r \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} \quad [\text{kg/h}]$$

Anche in questo caso la portata di condensa sarà in funzione di un Δt che può avere grosse variazioni stagionali, soprattutto per quanto riguarda le tubazioni poste in ambiente esterno quindi anche caso risulteranno maggiormente favoriti quegli scaricatori che riescono ad autoregolarsi ai carichi parziali di condensa.

Una volta calcolata la portata di condensa che lo scaricatore deve essere in grado di gestire, valutando le curve di portata di uno specifico scaricatore si va a valutare se questo sia in grado o meno di gestire il carico richiesto.

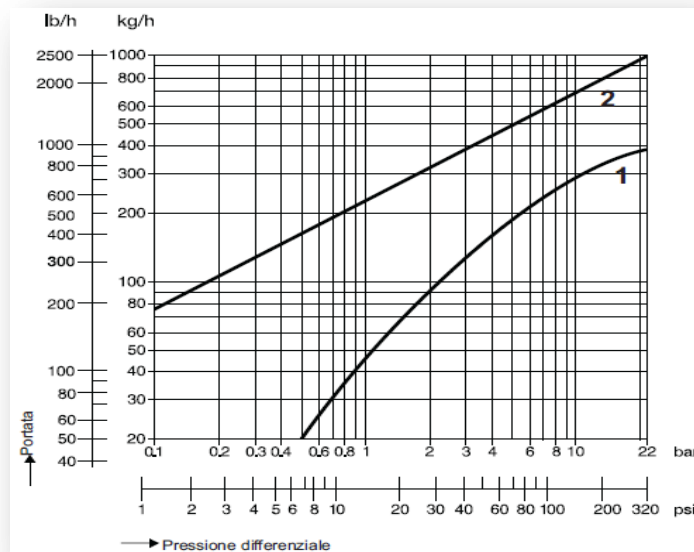


Figura 21: Curve di portata di uno scaricatore termostatico GESTRA, DN 15

Nella precedente Figura vengono riportate due curve che rappresentano rispettivamente la capacità di scarico di condensa calda, quindi durante il normale funzionamento a regime (curva 1); e la capacità di scarico di condensa fredda a 20°C relativa alla fase di avviamento dell'impianto (curva 2).

6 NORMATIVA DI RIFERIMENTO

Le normative di riferimento per quanto riguarda gli scaricatori di condensa automatici sono:

1. UNI ISO 6552: Definizioni e termini tecnici
2. UNI EN 26553: Marcatura
3. UNI EN 26948: Prove di produzione e delle caratteristiche prestazionali
4. UNI EN 26704: Classificazione
5. UNI EN 27841: Determinazione della perdita di vapore: metodi di prova
6. UNI EN 27842: Determinazione della portata: metodi di prova

6.1 UNI ISO 6552

La norma UNI ISO 6552 ha la finalità di stabilire precise definizioni per termini tecnici ed espressioni usate per descrivere con accuratezza il funzionamento di uno scaricatore di condensa:

- Dimensioni

Grandezza	Simbolo	Unità di misura	Definizione
Diametro nominale	DN	-	Designazione numerica convenzionale, usata come riferimento, è solo lontanamente in relazione alle dimensioni di fabbricazione, non può essere soggetto a misurazioni, ne può essere usato per i calcoli.

- Pressione

Termine	Simbolo	Unità di misura	Definizione
Pressione nominale	PN	-	Designazione numerica rappresentata da un numero convenzionale, a scopo di riferimento. Tutte le apparecchiature con lo stesso diametro nominale DN designate dallo stesso numero di PN, avranno le stesse dimensioni di accoppiamento.
Pressione massima ammissibile	PMA	Bar, MPa	Massima pressione che può essere sopportata permanentemente dal corpo dello scaricatore, ad una data temperatura
Pressione massima di funzionamento	PMO	Bar, MPa	Pressione per cui uno scaricatore di condensa è dimensionato dal costruttore. Tale pressione è normalmente in funzione delle limitazioni dovute ai meccanismi interni dello scaricatore.

Pressione di funzionamento	PO	Bar, MPA	Massima pressione misurata all'ingresso dello scaricatore
Contro-pressione di funzionamento	POB	Bar, MPA	Massima pressione misurata all'uscita dello scaricatore
Contro-pressione massima di funzionamento	PMOB	Bar, MPA	Massima pressione ammissibile all'uscita dello scaricatore, che permette il corretto funzionamento
Pressione differenziale di funzionamento	ΔP	Bar, MPA	Differenza tra pressione di funzionamento e contro-pressione di funzionamento
Massima pressione differenziale	ΔPMX	Bar, MPA	Massima differenza ammissibile tra la pressione di funzionamento e la contro-pressione di funzionamento
Minima pressione differenziale	ΔPMN	Bar, MPA	Minima differenza ammissibile tra la pressione di funzionamento e la contro-pressione di funzionamento
Pressione di prova	PT	Bar, MPA	Pressione applicata allo scaricatore sottoposto a prova.
Massima pressione di prova	PTMX	Bar, MPA	Massima pressione di prova dello scaricatore di condensa

- Temperatura

Termine	Simbolo	Unità di misura	Definizione
Temperatura di base	TB	°C	Temperatura presa in considerazione per la determinazione delle dimensioni dello scaricatore
Massima temperatura ammissibile	TMA	°C	Massima temperatura che il corpo dello scaricatore può mantenere permanentemente ad una data temperatura
Massima temperatura di funzionamento	TMO	°C	Massima temperatura a cui la funzionalità dello scaricatore è garantita
Temperatura di funzionamento	TO	°C	Temperatura misurata all'ingresso dello scaricatore, in condizioni operative

- Portata

Termine	Simbolo	Unità di misura	Definizione
Portata di condensa a freddo	QC	Kg/h	Massima massa di condensa che lo scaricatore può scaricare in 1 h, ad una certa pressione differenziale, ad una temperatura di 20°C, con lo scaricatore in completa apertura
Portata di condensa a caldo	QH	Kg/h	Massima massa di condensa che uno scaricatore può scaricare in 1h, ad una data pressione differenziale e temperatura

6.2 UNI EN 26553

La norma UNI EN 26553 definisce con precisione quali siano le marcature obbligatorie ed opzionali da riportare sugli scaricatori, la norma indica inoltre dove queste marcature debbano essere riportate. In particolare indica come marcature obbligatorie:

- Nome del costruttore e/o marchio
- Pressione massima ammissibile PMA
- Temperatura massima ammissibile TMA
- Freccia di indicazione della direzione del flusso

E come marcature opzionali:

- Pressione nominale PN
- Pressione massima di funzionamento PMO o massima pressione differenziale ΔPMX
- Diametro nominale DN
- Massima pressione di prova PTMX

Le marcature devono essere riportate sul corpo o sulla targhetta integrale al corpo ad esso fissata, in nessun caso la marcatura può essere nascosta da elementi di fissaggio dello scaricatore.

La norma UNI EN 26948 definisce le prove applicabili agli scaricatori di condensa automatici per impianti a vapore. Queste prove possono essere effettuate per controllare il corretto funzionamento di uno scaricatore o per valutare le prestazioni di un particolare modello.

- Prove di produzione: sono prove effettuate dal fabbricante per verificare il corretto funzionamento di ogni scaricatore. Queste prove sono:
 - Controllo del prodotto
 - Prove sull'involucro
 - Controllo operativo
- Prove di caratteristiche prestazionali prove effettuate per determinare le caratteristiche operative di un particolare modello di scaricatore di condensa. Tra queste:
 - Pressione di esercizio minima
 - Pressione di esercizio massima PMO
 - Contropressione di esercizio minima PMOB
 - Capacità di scarico dell'aria
 - Temperatura operativa TO

Il metodo di prova utilizzato per il controllo operativo consiste nell'alimentazione dello scaricatore di condensa con vapore, con introduzione intermittente di condensa. Quando è presente solo vapore lo scaricatore di condensa deve chiudersi, per riaprirsi quando viene introdotta la condensa; quando la condensa è stata scaricata lo scaricatore deve richiudersi.

Per la determinazione di pressione d'esercizio minima e massima e della contropressione minima e massima sarà sufficiente eseguire i controlli operativi variando le condizioni di pressione al contorno e valutando quali siano i limiti entro cui lo scaricatore funziona correttamente.

Per la prova di scarico dell'aria viene introdotta nello scaricatore aria ad una specifica temperatura, la capacità di scarico deve essere verificata tramite misurazione del flusso d'aria alla pressione operativa minima e massima. Per la determinazione della temperatura operativa viene immesso vapore fino a provocare la chiusura dello scaricatore, successivamente viene immessa condensa alla temperatura del vapore saturo, se lo scaricatore non si apre immediatamente la condensa viene lasciata scaricare lentamente all'ingresso dello scaricatore. La temperatura operativa sarà quella della condensa nel momento in cui il dispositivo si apre.

6.3 UNI EN 27842

Tale norma ha come obiettivo la determinazione della condensa scaricata da una trappola di vapore, per fare ciò ci si avvale di un impianto come riportato in figura 22:

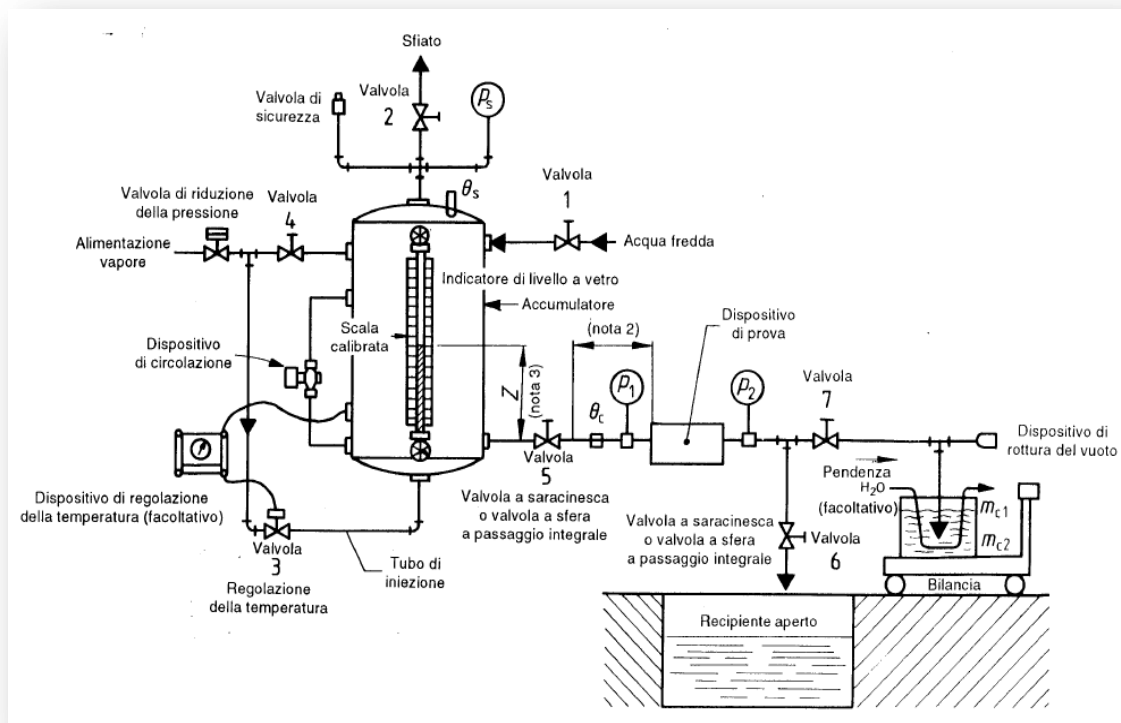


Figura 22: Schema d'impianto utilizzato nella norma UNI EN 27842

Iniziando da una situazione in cui tutte le valvole sono chiuse, si vanno ad aprire le valvole 1 e 2 per riempire l'accumulatore con acqua fredda fino al livello desiderato, per poi chiudere la valvola 1.

Aperto la valvola 3 si va a riscaldare l'acqua nell'accumulatore fino alla temperatura desiderata; riducendo l'apertura della valvola 2 si possono ottenere temperature maggiori di 100°C. chiudere quindi le valvole 2 e 3 ed aprire la valvola 4.

Aprire la valvole 5 e 6 per riscaldare le tubazioni ed il dispositivo di eliminazione della condensa. Una volta raggiunto l'equilibrio termico, iniziare la prova vera e propria registrando i seguenti dati :

- a) Tempo trascorso

- b) Temperatura ambiente θ_a in °C
- c) Pressione barometrica p_a in bar
- d) Pressione e temperatura del vapore, p_s in bar e θ_s in °C
- e) Valori iniziali e finali di:
 - Differenza di temperatura $\theta_s - \theta_c$ in °C
 - Pressione d'ingresso p_1 in bar
 - Contropressione p_2 in bar
- f) Uno dei dati seguenti:
 - Livelli del recipiente dell'accumulatore Z_1 e Z_2 in metri
 - Massa della condensa più il peso del recipiente m_c all'inizio ed alla fine della prova, in kg.

La portata dello scaricatore q_{mf} , misurata in kg/hr può essere calcolata come:

- $$q_{mf} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \frac{(Z_1 - Z_2)}{\Delta t} \cdot \frac{3600}{v_f}$$

Dove: D è il diametro interno dell'accumulatore; Δt è l'intervallo di tempo in secondi; v_f è il volume specifico dell'acqua nell'accumulatore in m³/kg

- $$q_{mf} = (m_{c2} - m_{c1}) \cdot \frac{3600}{v_f}$$

Dove m_{c1} e m_{c2} sono misurati rispettivamente all'inizio ed alla fine della prova.

Le azioni sopra indicate devono essere ripetute in modo da ottenere tre serie di misurazioni che diano tre portate calcolate, nessuna delle quali vari più del 10% rispetto alla media.

I risultati delle prove possono essere espressi unicamente se vengono riportati i seguenti dati supplementari:

- Pressione d'ingresso dello scaricatore
- Pressione d'uscita dello scaricatore
- Sottoraffreddamento $\Delta\theta$

Inoltre la norma indica che per tracciare un qualsiasi grafico ci si deve basare su almeno cinque prove. L'estrapolazione di qualsiasi grafico non compreso nella gamma di pressione presa in considerazione dalle prove deve essere chiaramente indicata e sul grafico devono essere riportati il sottoraffreddamento massimo $\Delta\theta_{max}$ e la pressione di uscita minima delle prove.

Una volta valutata la portata di condensa scaricata con uno dei due metodi appena visti, si può andare a confrontare questo valore con quanto ricavato dai modelli empirici utilizzati per il dimensionamento in modo da verificare se lo scaricatore sia effettivamente in grado di espellere tutta la condensa presente nella linea di vapore o se invece questo risulta sottodimensionato e possa provocare fenomeni dannosi come allagamento degli utilizzatori o colpi d'ariete.

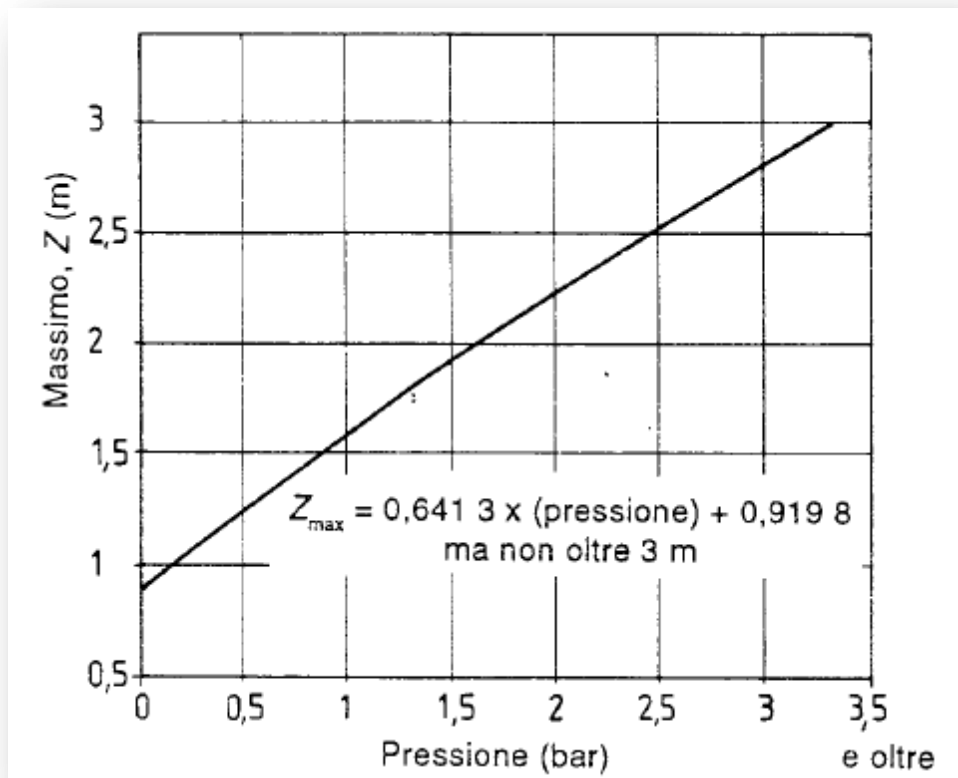


Figura 23: Altezza massima del livello di liquido sullo scaricatore di condensa in funzione della pressione di prova

6.4 Altre norme

La norma UNI EN 26704 riguardante la classificazione degli scaricatori di condensa automatici è già stata discussa in fase introduttiva, mentre la norma UNI EN 27841 utilizzata per quantificare le perdite di vapore, sarà discussa più avanti.

7 PROCEDURA PER QUANTIFICARE IL RISPARMIO DI VAPORE

7.1 Modello AM0017 UNFCC Versione 2

Il modello di calcolo AM0017 UNFCC propone un metodo per quantificare il risparmio di vapore dovuto alla riparazione o sostituzione di scaricatori di condensa.

Prima della realizzazione del progetto di sostituzione, devono essere raccolte le seguenti informazioni per ogni scaricatore:

- Posizione fisica;
- Informazioni sullo scaricatore (produttore, modello , dimensioni dell'orifizio);
- Pressione del vapore al p_{in} di ingresso e la pressione del vapore in uscita P_{out} ;
- Condizione di funzionamento dello scaricatore testato da ascolto a ultrasuoni, controllo visivo o da sistemi di monitoraggio automatici;
- Ore annue di funzionamento ;
- Eventuali ulteriori commenti, anche su problemi specifici quali colpi d'ariete, isolamento inadeguato, installazione non corretta di trappole.

Le condizioni di funzionamento che si possono riscontrare sono riportate in tabella 7 seguente:

Sigla	Funzionamento	Descrizione
OK	Good trap	Modalità di funzionamento normale
BT	Blow Thru	Trappola bloccata in posizione aperta
LK	Leaking	Perdita leggera
RC	Rapid Cycling	Passaggi rapidi da posizione aperta a chiusa
PL	Plugged	Trappola bloccata in posizione chiusa
FL	Flooded	Trappola sottodimensionata, non in grado di gestire il carico di condensa
OS	Out of Service	Linea di alimentazione del vapore spenta
NT	Not tested	Trappola non testata a causa di inaccessibilità

Tabella 7: condizioni di funzionamento degli scaricatori

Le trappole che risultano in condizione di funzionamento BT, LK, RC, PL, FL dovranno essere riparate o sostituite e su queste si andrà a calcolare il risparmio di vapore con la relazione seguente, che deriva dalla formula di Masoneilan, modificata per stimare le perdite di vapore in un modo più conservativo:

$$L_{t,y} = FT_{t,y} \cdot FS_{t,y} \cdot CV_{t,y} \cdot h_{t,y} \cdot \sqrt{(P_{in,t} - P_{out,t}) \cdot (P_{in,t} + P_{out,t})} \quad [\text{kg/anno}]$$

Dove:

- $L_{t,y}$ è la perdita di vapore dovuta alla trappola t, durante il periodo y, [kg/anno];
- $FT_{t,y}$ è il fattore di guasto dello scaricatore t, durante il periodo y;
- $FS_{t,y}$ è il fattore di servizio dello scaricatore t durante il periodo di y;
- $CV_{t,y}$ è il coefficiente di flusso dello scaricatore t durante il periodo di y;
- $h_{t,y}$ è il tempo di funzionamento dello scaricatore t espresso in ore;
- $P_{in,t}$ è la pressione del vapore in ingresso alla trappola t in psia;
- $P_{out,t}$ è la pressione della condensa all'uscita dalla trappola t in psia;

L'equazione è valida solo se è verificato che $P_{out,t} \geq P_{in,t}/2$; qualora ciò non sia verificato nell'equazione generale si assume un valore di $P_{out,t} = P_{in,t}/2$.

Questa equazione può essere applicata a quegli scaricatori di condensa che sono stati identificati come guasti in modalità BT, LK, RC.

Il fattore di guasto FT è un valore empirico che è stato stimato dalla società Armstrong, e la tabella 8 illustra i valori del fattore FT per questi tre tipi di guasto:

Tipo di Guasto	FT
BT	1
LK	0,25
RC	0,20

Tabella 8: fattore di guasto

Accanto al tipo di guasto, viene introdotto il fattore di servizio FS il quale tiene conto che le perdite di vapore effettive dipendono dalla dimensione dell'orifizio della trappola e dal carico effettivo che differisce tra le diverse applicazioni. Se uno scaricatore risulta bloccato in posizione aperta, la quantità normale di condensa e vapore vivo divideranno l'orifizio. Pertanto, la perdita di vapore effettiva rispetto alla perdita di vapore teorica in un puro flusso di vapore viene ridotto.

I fattori di servizio FS per diverse applicazioni sono espressi in funzione di S dove S è il fattore di sicurezza, che esprime il rapporto tra la capacità di scarico dell'orifizio e il carico effettivo condensa legato al tipo di applicazione:

$$FS = 2.1 \cdot \frac{S - 1}{S}$$

Applicazione	S	FS
Apparecchiature di processo	1.75	0.9
Linee di tracciamento vapore	3	1.4
Linee di distribuzione vapore	Very large	2.1

Tabella 9: fattore di servizio

Infine, le perdite di vapore dipendono dal coefficiente di flusso CV ricavabile in funzione del diametro dell'orifizio D espresso in pollici:

$$CV = 22,1 \cdot D^2$$

In questo modo si calcolano le perdite di vapore che si verificano in ogni trappola; il risparmio totale di vapore dovuto alla riparazione e/o sostituzione di scaricatori di condensa è calcolato come differenza tra le perdite in assenza del progetto (baseline) e perdite identificate durante la fase di monitoraggio:

$$\Delta L_{steam\ traps,y} = \left[\sum_{BT} L_{t,0} + \sum_{LK} L_{t,0} + \sum_{RC} L_{t,0} - \left(\sum_t L_{t,y} \right) \right] \cdot \frac{1}{1000}$$

Dove:

- $\Delta L_{steam\ traps,y}$ è il risparmio di vapore conseguente alla riparazione e/o manutenzione di scaricatori di condensa durante il periodo y misurato in tonnellate;

- $L_{t,0}$ è la perdita di vapore dovuta alla trappola t , in assenza di attività di manutenzione, per BT,LK e RC, in kg;
- $L_{t,y}$ è la perdita di vapore dovuta alla trappola t , durante il periodo di monitoraggio che segue la manutenzione, per BT,LK e RC, in kg;

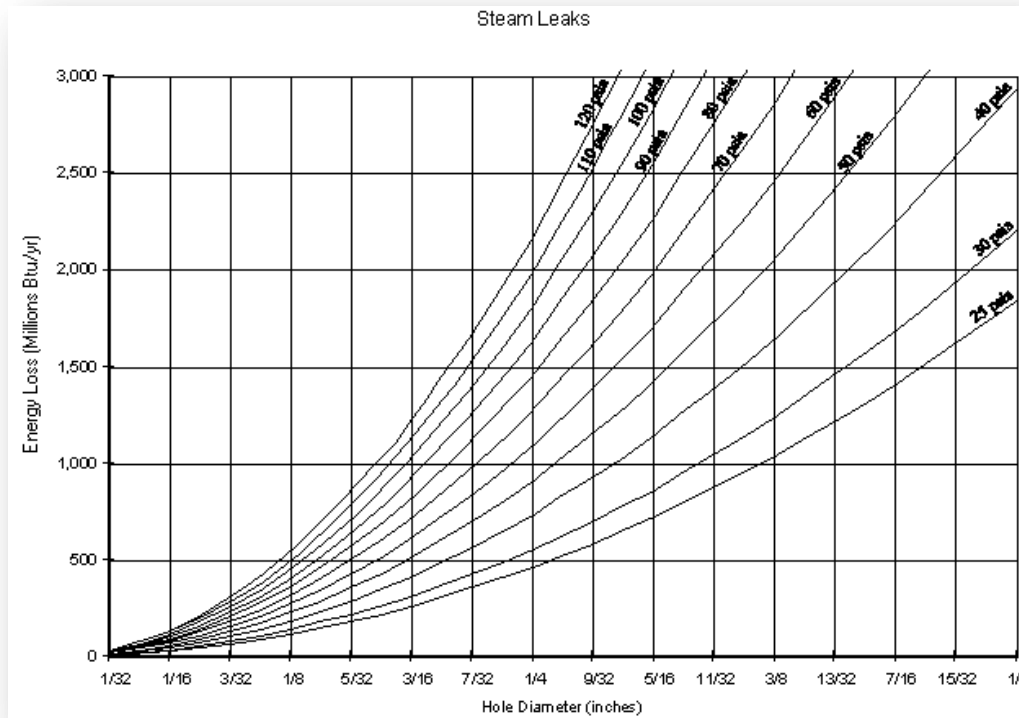


Figura 24: Energia persa dalla trappola in funzione del diametro di scarico e della pressione di linea.

Le cause più comuni di guasto di uno scaricatore sono:

- usura delle superfici di tenuta per abrasione da vapore, acqua e particelle
- movimento limitato delle parti mobili della valvola a causa di corrosione o incrostazione
- incapacità di chiudere completamente lo scarico a causa di presenza di sporco o corrosione
- disallineamento delle superfici di tenuta a causa di colpo d'ariete, congelamento o non corretta installazione di parti di ricambio.

La prima di queste cause finirà per verificarsi con qualsiasi tipo di trappola che rimanga in servizio abbastanza a lungo. La seconda e la terza causa sono più probabili con alcuni tipi di trappola, soprattutto se il trattamento inadeguato dell'acqua ha permesso la formazione di agenti corrosivi o incrostanti. Il quarto problema deriva principalmente da un'installazione non corretta o dall'installazione di un tipo inadeguato di trappola.

Nel corso degli anni sono stati provati molti metodi di test del funzionamento sugli scaricatori di condensa, nessuno di questi risulta completamente affidabile, e la maggior parte richiede abilità speciali.

Di seguito vengono presentati i metodi più comuni attualmente utilizzati:

- **Controllo visivo degli sfiati dal sistema:** Con sistemi di condensazione che operano a pressione atmosferica, è possibile rilevare le perdite pesanti di vapore dagli scaricatori di condensa. Gli sfiati di solito sono visibili al ricevitore condensa a cui giungono gli scarichi di varie trappole, quindi un grosso sfiato di vapore non indica quale trappola stia perdendo, ma indica soltanto che una qualche trappola nel sistema sta funzionando in modo non corretto. Inoltre, nei sistemi condensa lunghi è possibile che la perdita di vapore da una trappola condensi prima di raggiungere il ricevitore, pertanto uno sfiato pesante indica qualche trappola che perde, ma uno sfogo tranquillo non significa che tutte le trappole funzionino correttamente.
- **Valvole di prova:** Una valvola di controllo consente di deviare temporaneamente l'uscita dello scaricatore dal sistema di condensa all'atmosfera, in modo da poter vedere l'output trappola. La valvola di prova deve anche permettere di chiudere brevemente lo scarico, così da consentire di vedere se il vapore che fuoriesce viene dal circuito di condensa anziché dalla trappola stessa. Le valvole di prova funzionano bene con trappole caratterizzate da funzionamento alternato in apertura e chiusura, come le trappole a secchiello rovesciato, infatti con tali trappole risulta evidente come la valvola di scarico si apra e si chiuda correttamente. Con trappole che possono scaricare la condensa in continuo, può essere difficile distinguere tra vapore vivo e vapore di flash, che può crearsi in notevole quantità se la pressione del sistema è elevata e quindi la condensa trasporta una grande quantità di energia. Il vapore di flash, quindi può erroneamente indurre a pensare che una trappola non funzioni correttamente.
- **Test acustico del funzionamento:** Ogni tipo di scaricatore ha suoni caratteristici che indicano se la trappola funziona correttamente o meno. Per esempio, la maggior parte delle trappole presenta uno scatto udibile alla chiusura, o un rapido tintinnio di una trappola a secchiello rovesciato indica che la trappola è bloccata in apertura. È possibile ascoltare i suoni emessi dalla trappola con uno stetoscopio semplice e poco costoso. Alcuni stetoscopi speciali possono amplificare il suono e possono evidenziare certi intervalli di frequenza. Il rumore di fondo è un problema di tale metodo di diagnosi delle trappole in quanto il suono viaggia bene in metallo, così i suoni della trappola possono essere mascherati da altro rumore del sistema o se più trappole si trovano vicine, i loro suoni possono mescolarsi. La debolezza principale di questo metodo è che richiede una conoscenza dettagliata di come ogni tipo di trappola suoni in differenti condizioni che può derivare soltanto da una buona dose d'esperienza.
- **Dispositivi di ascolto ad ultrasuoni:** Anche se una trappola funziona correttamente, l'usura delle superfici o il disallineamento di alcune parti

possono consentire una notevole perdita di vapore. Il vapore che fuoriesce attraverso una piccola restrizione, emette una grande quantità di rumori nella gamma ultrasonica, ma pochi nella gamma udibile. Pertanto l'ascolto ad ultrasuoni è un metodo efficace di diagnosi delle perdite. La Figura 25 mostra un tipico dispositivo di ascolto ad ultrasuoni.

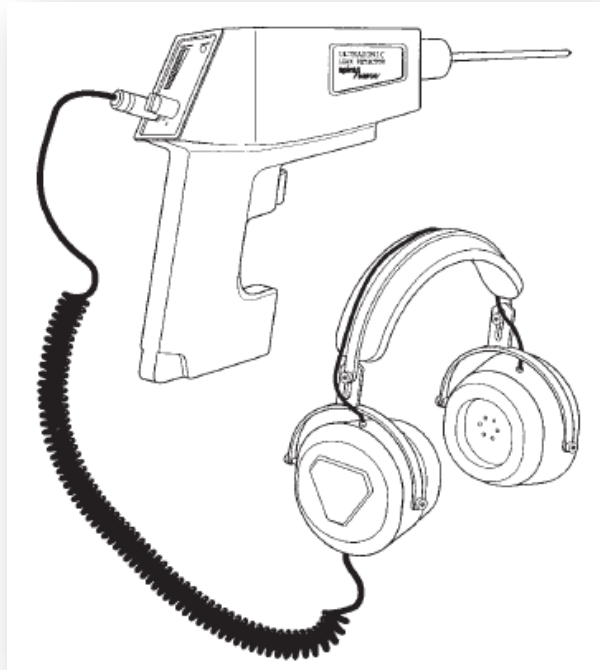


Figura 25: Dispositivo di ascolto ad ultrasuoni

Anche l'utilizzo di questo apparecchio richiede una notevole esperienza, e deve essere utilizzato in combinazione con uno stetoscopio convenzionale o un altro mezzo di rilevamento del rumore udibile.

- Metodo della differenza di temperatura: fanno uso di termometri, termocoppie o altri dispositivi a contatto. Nessun altro metodo di test sugli scaricatori ha raccolto più false speranze rispetto a questo. Tale metodo si basa sul presupposto che la condensa che lascia la trappola sia più fredda della fuoriuscita di vapore attraverso la stessa. Ma questa ipotesi è falsa in quanto trascura il fatto che la temperatura sul lato di scarico di una trappola dipende soltanto dalla pressione del sistema di condensa. La pressione del vapore nel sistema di condensa scende immediatamente alla pressione del sistema, e la sua temperatura cambia immediatamente alla corrispondente temperatura di saturazione. D'altra parte, quando attraverso la trappola passa della condensa, questa vaporizza alla stessa temperatura (flash steam). Ad esempio, se il sistema di scarico della condensa funziona a pressione atmosferica, a livello del mare, la temperatura del scarico trappola sarà sempre 100°C sia che la trappola funzioni correttamente o meno. In un sistema che opera ad alte pressioni, perdite di vapore possono aumentare la temperatura dello scarico per un breve tratto a valle della trappola, prima che il vapore abbia il tempo di andare all'equilibrio con la pressione del sistema di

scarico della condensa. Inoltre, non si è in grado di dire se la temperatura superficiale a valle della valvola sia causata da perdite di vapore o dalla conduzione attraverso il metallo dei componenti dello scaricatore stesso. Le uniche eccezioni sono legate a quelle valvole che prevedono, nel loro funzionamento, di contenere la condensa prima di scaricarla abbastanza a lungo in modo che questa si raffreddi al di sotto della temperatura di saturazione. Ad esempio è il caso delle trappole termostatiche. Nel complesso il metodo della differenza di temperatura non fornisce un'affidabile indicazione del corretto funzionamento o malfunzionamento dello scaricatore di condensa.

- Termocamere ad infrarossi: sono uno strumento versatile che permette all'utilizzatore di vedere effettivamente i modelli di variazione di temperatura; anche se la temperatura superficiale del sistema di scarico è un metodo povero di controllo degli scaricatori di condensa, per i motivi esposti in precedenza, questo metodo può essere efficace se si dispone dell'attrezzatura giusta e di sufficiente esperienza. Con termocamere ad infrarossi si possono osservare i modelli di temperatura sulla superficie del sifone e del tubo adiacente allo scaricatore che indicano se la trappola funziona correttamente inoltre si può anche essere in grado di rilevare perdite. Questa apparecchiatura di diagnosi è però costosa, fragile e piuttosto scomoda, ma può essere il metodo migliore per impianti che presentano molte trappole.
- Dispositivi installati permanentemente: si tratta di dispositivi che possono essere installati a monte o valle dello scaricatore che vanno a misurare i parametri più disparati, come temperatura, pressione, vibrazioni o conducibilità, talvolta monitorandone più di uno di questi, per aumentare il grado di efficienza della diagnosi, e grazie ad un database interno riescono ad identificare se lo scaricatore funziona correttamente, se è causa di perdite o se risulta guasto. I dispositivi migliori possono aumentare notevolmente la velocità e la certezza dei test. Tale metodo di prova è da prendere in considerazione soprattutto per le strutture che presentano un gran numero di scaricatori nell'impianto. Alcuni di questi dispositivi accessori sono utilizzabili con ogni tipo di scaricatore, ma per altri l'utilizzo è limitato a solo certi tipi di trappole, e per questo è richiesta una buona conoscenza del funzionamento sia della trappola che del sistema di monitoraggio. I dispositivi di prova installati in modo permanente richiedono una certa quantità di spazio nelle tubazioni di scarico del condensato scarico, ciò li rende poco pratici per trappole installate in spazi ristretti. Inoltre, questi dispositivi sono alquanto costosi, e ciò li rende particolarmente antieconomici con le trappole più piccole.

Casi studio secondo il modello AM00017 UNFCC Versione 2

Uno studio eseguito dalla Manchester Metropolitan University, presso uno stabilimento produttivo della Ineos Fluor nel Cheshire, pubblicato nel Marzo 2005, sugli eventuali malfunzionamenti degli scaricatori di vapore ha portato a dei risultati molto significativi in termini di costi per la mancanza di manutenzione e riparazione degli scaricatori. L'indagine per accertare la condizione d'esercizio è stata effettuata utilizzando la

misurazione della temperatura per mezzo di termocamera ad infrarossi ed ha rilevato quanto segue:

- Dei 47 scaricatori di condensa presenti nello stabilimento, 39 sono stati oggetto di osservazione;

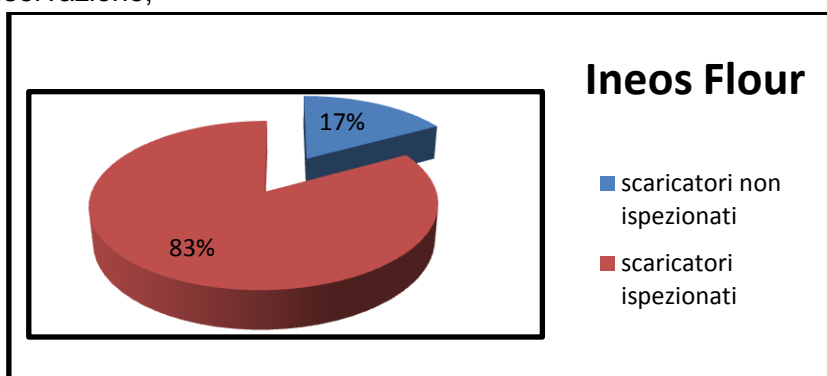


Figura 26: Scaricatori ispezionati

Tra le 39 trappole su cui è stato possibile condurre l'indagine sono risultate:

- Trappole bloccate in apertura: 11
- Trappole bloccate in chiusura: 6
- Trappole parzialmente aperte: 11
- Trappole funzionanti correttamente : 11
- Numero totale di trappole guaste : 28
- tasso di guasto del 72 %

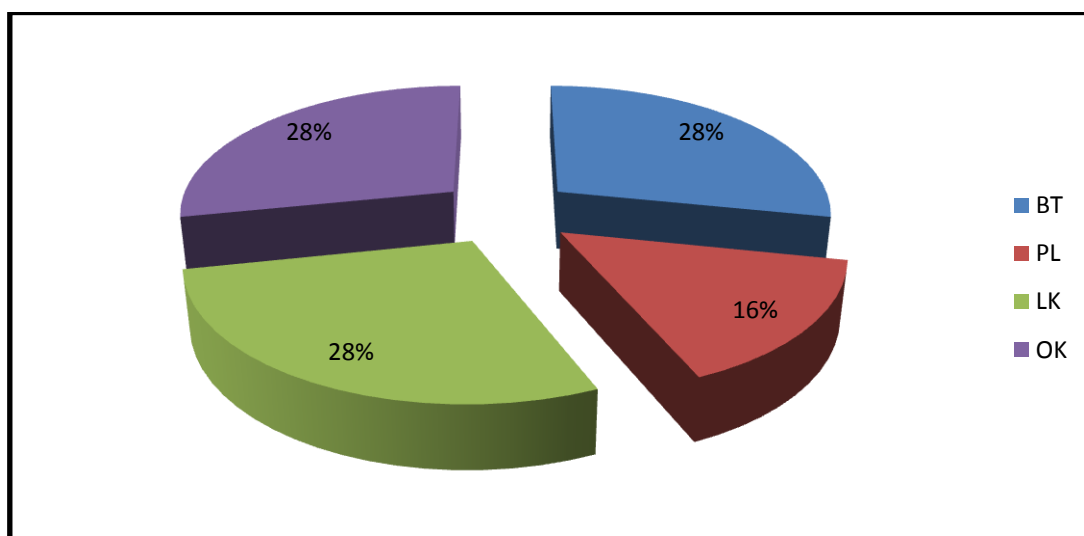


Figura 27: Stato di funzionamento degli scaricatori ispezionati

Le stime di SpiraxSarco, uno dei leader mondiali nella fornitura di scaricatori di condensa, indicano che in un dato impianto produttivo in cui non sia prevista nessuna manutenzione preventiva dei guasti sugli scaricatori, fino al 30% delle trappole può risultare guasto entro 3 o 5 anni, e che in qualsiasi momento, fino al 50% può scaricare vapore vivo.

Pubblicazioni del Journal of Energy in Southern Africa del Marzo 2004, con ispezioni eseguite su vari stabilimenti produttivi di vari settori industriali riportano tassi di guasto del 37.4 % come si vede nella figura 28 che segue.

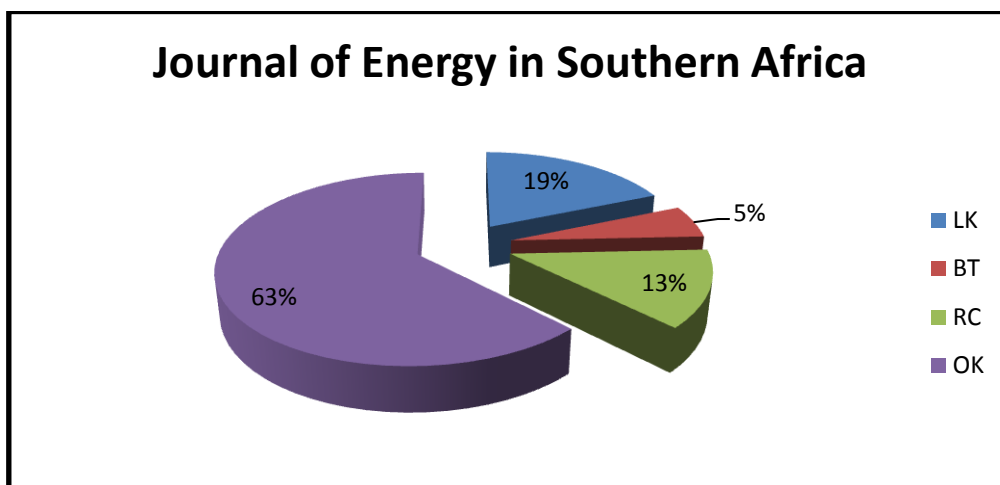


Figura 28: Stato di funzionamento degli scaricatori ispezionati

Uno studio condotto dalla società Armstrong International presso la Fushun Petrochemical Company, nella Repubblica Popolare Cinese, pubblicato nell'Agosto 2001, su un campione di 539 scaricatori presenti ha dato i seguenti risultati:

Funzionamento	N°
Good	296
Blow thru	45
Leaking	4
Rapid Cycling	1
Plugged	50
Flooded	7
Not tested	1
Out of service	135
Tested	403

Tabella 10: ispezione scaricatori

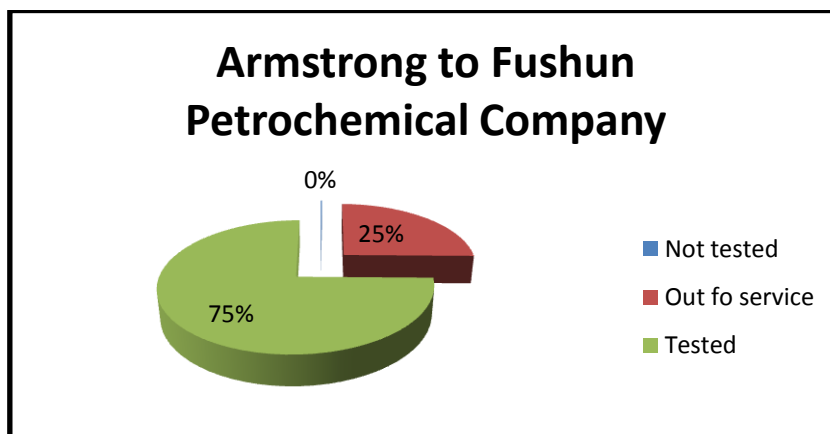


Figura 29: Risultati ispezione, percentuale di scaricatori testati

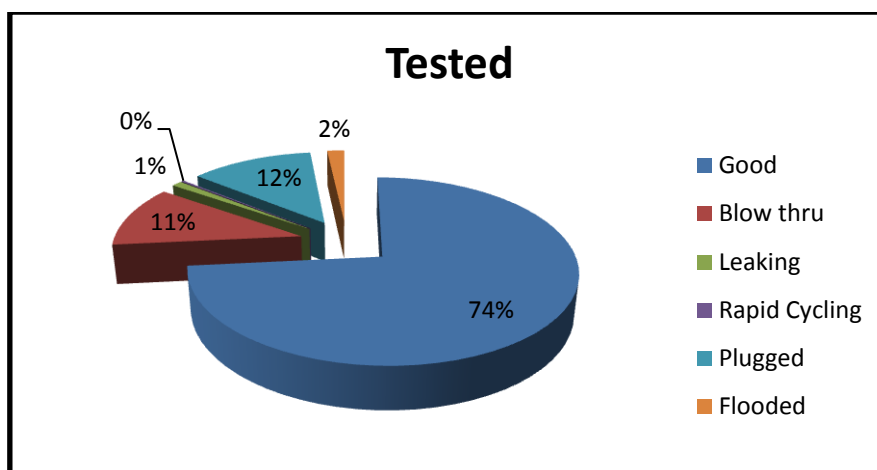


Figura 30: Risultati ispezione, qualità del funzionamento

Da cui si vede che circa il 26% degli scaricatori risulta mal funzionante e che circa il 12% porta a perdite di vapore vivo (BT, LK, RC) mentre gli scaricatori sottodimensionati o bloccati in posizione chiusa (PL e FL) non provocano una perdita di vapore vivo, ma causano malfunzionamenti dell'impianto come allagamento degli utilizzatori o pericolosi colpi d'ariete che possono creare ingenti danni economici all'impianto stesso.

Conclusioni

Le differenze abbastanza marcate tra i risultati di queste diverse ispezioni sono da considerarsi principalmente dovute a metodi di ispezione ed analisi diversi, ma anche a diverse durate di vita degli impianti e diversi approcci manutentivi adottati nei diversi stabilimenti produttivi, sugli scaricatori. In ogni caso il numero di scaricatori guasti o mal funzionanti non è affatto trascurabile e ciò fa capire quanto siano importanti i programmi di monitoraggio e manutenzione sugli scaricatori di condensa.

La metodologia appena vista va a quantificare la perdita di vapore in quegli scaricatori che risultano mal funzionanti in condizione di bloccaggio in apertura (BT), bloccaggio parziale (LK) e ciclo rapido (RC), ma non consente di valutare il risparmio di vapore derivante dall'utilizzo di uno scaricatore più efficiente rispetto ad uno meno performante quando entrambi siano in condizione di perfetto funzionamento. Un sondaggio degli scaricatori installati e un'analisi della loro condizione di funzionamento possono dare una stima dei risparmi ottenibili da una loro sostituzione o riparazione, ma ciò non sarebbe efficace al fine di ottenere Titoli di Efficienza Energetica in quanto i TEE non vanno ad incentivare la semplice sostituzione di dispositivi giunti a fine vita. Risulta necessario, quindi, trovare un modello alternativo che consenta di confrontare diversi scaricatori operanti in condizione di perfetto funzionamento.

7.2 Metodo di prova secondo norma UNI EN 27841:

La norma UNI EN 27841 propone un metodo di misurazione e di calcolo per la determinazione del tasso di perdita di vapore vivo attraverso uno scaricatore; per fare ciò si fa riferimento ad un impianto come quello indicato in Figura 31.

Tale metodo prende anche il nome di prova del secchio o bucket test in quanto viene utilizzato un secchio per svolgere la funzione del calorimetro ed accumulare l'energia che fuoriesce dallo scaricatore.

Nello schema d'impianto riportato nelle Figura 31 si vede che viene utilizzato un secchio riempito con una massa iniziale di acqua fredda m_i che serve per catturare tutto lo scarico proveniente dalla trappola di vapore, ovvero il secchio svolge la funzione di un calorimetro. Quando la valvola scarica condensa calda e vapore, sia la massa che la temperatura dell'acqua presente nel secchio aumentano. La prova viene eseguita per un periodo di tempo stabilito dopo il quale la massa m_f e temperatura T_2 dell'acqua nel secchio vengono registrati. Il contenuto di calore dell'acqua sarà aumentato sia a causa della condensa calda che del vapore vivo. La perdita di vapore vivo attraverso la valvola può essere determinata calcolando il suo contributo all'aumento di entalpia del liquido nel secchio.

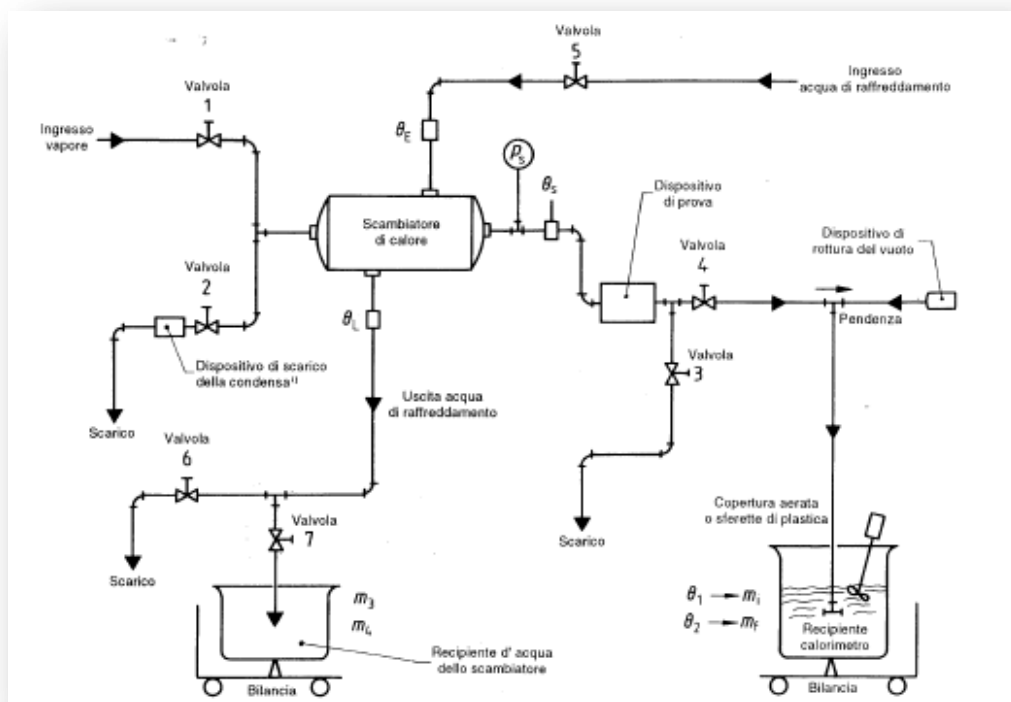


Figura 31: Schema dell'impianto di prova

Le entalpie specifiche iniziali e finali dell'acqua all'interno del secchio, rispettivamente h_{f1} e h_{f2} , sono ricavate da tabelle del vapore in funzione della temperatura dell'acqua iniziale e finale. La totale variazione di energia dell'acqua all'interno del secchio sarà uguale al valore

$$h_{f2} \cdot m_f - h_{f1} \cdot m_i$$

a tale incremento avranno contribuito sia la condensa che il vapore vivo. Per scoprire quanto la variazione di energia sia dovuta al vapore vivo in uscita dalla trappola, il calore aggiunto dalla condensa deve essere detratto dal valore precedente.

Vapore vivo e condensa provocano oltre ad un aumento della temperatura dell'acqua anche un aumento della temperatura del materiale di cui è composto il secchio, di ciò viene tenuto conto con il termine:

$$m_t \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

dove m_t è la massa del secchio e c_p è il calore specifico del materiale del secchio.

Quindi dal bilancio del primo principio della termodinamica e dal principio di conservazione della massa si ha:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_f - m_i = m_v + m_l \\ h_{f2} \cdot m_f - h_{f1} \cdot m_i + m_t \cdot c_p \cdot (t_f - t_i) = m_l \cdot h_{fs} + m_v \cdot (h_{fs} + h_{fgs}) \end{array} \right.$$

Dalla prima si ricava: $m_l = m_f - m_i - m_v$ che sostituita nella seconda permette di trovare:

$$m_v = \frac{[h_{f2} \cdot m_f - h_{f1} \cdot m_i + m_t \cdot c_p \cdot (t_f - t_i) - h_{fs} \cdot (m_f - m_i)]}{h_{fgs}} \quad [kg]$$

Sottraendo questa massa alla variazione di massa misurata nel calorimetro si risale alla massa di condensa che viene scaricata.

Una volta quantificate le masse di vapore e di condensa che attraversano lo scaricatore durante la prova, e nota la durata della prova τ , in secondi, si possono calcolare le rispettive portate come:

$$\dot{m}_v = m_v \cdot \frac{3600}{\tau} \quad [kg/h]$$

$$\dot{m}_l = m_l \cdot \frac{3600}{\tau} \quad [kg/h]$$

Per trovare l'energia persa attraverso lo scaricatore con il vapore sarà sufficiente moltiplicare la portata di vapore per il calore latente di vaporizzazione alla temperatura d'ingresso dello scaricatore; a rigore si sarebbe dovuta moltiplicare la portata di vapore per l'entalpia specifica del vapore data dall'entalpia specifica del liquido saturo più il calore latente di vaporizzazione alla medesima temperatura, ma si deve tener conto che il vapore se fosse rimasto nel sistema avrebbe scambiato soltanto il proprio calore latente per poi essere comunque scaricato sotto forma di condensa.

Due parametri utili, per avere un confronto immediato tra i vari dispositivi, sono il fattore di perdita o Loss Factor LF e l'efficienza ϵ dello scaricatore. Il fattore di perdita è definito come il rapporto tra l'energia scaricata sotto forma di vapore e la totale energia in arrivo allo scaricatore ovvero:

$$LF = \frac{\dot{m}_v \cdot r}{\dot{m}_{tot} \cdot r} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} \equiv x$$

Dove x rappresenta il titolo di vapore della miscela acqua vapore che attraversa lo scaricatore.

L'efficienza dello scaricatore sarà:

$$\varepsilon = 1 - LF = 1 - x$$

Devono essere presi alcuni accorgimenti al fine di ottenere risultati validi nella prova:

- Il volume minimo di acqua nel recipiente deve essere di $0,02 \text{ m}^3$;
- Il dispositivo di prova deve essere sistemato sufficientemente al di sotto dello scambiatore o della linea di vapore per impedire un ritorno di condensa nel caso di funzionamento intermittente;
- Tutti dispositivi devono essere isolati ad un valore di $R \geq 0,075 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{h}}{\text{J}}$, per ridurre al minimo le perdite di calore.
- La temperatura iniziale dell'acqua nel secchio deve essere almeno 8°C inferiore rispetto alla temperatura ambiente
- Agitare l'acqua nel recipiente in modo da ottenere una temperatura dell'acqua uniforme ed una misurazione più precisa.
- La quantità d'acqua fredda presente nel secchio all'inizio della prova deve essere circa la stessa nelle varie prove, in modo che le masse termiche e le superfici bagnate siano circa le stesse.
- Effettuare controllo visivo ed acustico delle valvole installate per verificarne il corretto funzionamento.
- Effettuare tre prove consecutive per ogni dispositivo per determinare la precisione del risultato.

L'equazione di cui sopra ha alcuni difetti poiché:

1. non tiene conto di tutte le perdite di calore dal sistema quali perdite per radiazione e conduzione, tali perdite potrebbero falsare i risultati della prova in quanto porterebbero a sovrastimare la portata di condensa scaricata e di conseguenza a sottostimare la perdita di vapore; questo fatto assume maggiore rilevanza nel caso di quegli scaricatori a funzionamento intermittente che per il funzionamento hanno la necessità che il vapore vivo eventualmente in arrivo allo scaricatore vada a condensare per poter aprire lo scarico;
2. non tiene conto della rievaporazione della condensa presente nel secchio, che però assume valori del tutto trascurabili data la breve durata della prova;
3. c'è la possibilità che le pareti del calorimetro non siano in equilibrio con la temperatura interna dell'acqua, e ciò porterebbe a sovrastimare l'energia persa attraverso lo scaricatore.

La prima tra queste è quella che provoca maggiori errori nella valutazione dell'efficienza dello scaricatore in quanto lo scambio termico verso l'esterno provoca una sovrastima della portata di condensa scaricata, e quindi una sottostima della portata di vapore scaricato, proporzionale a:

- area delle superfici disperdenti dello scaricatore
- alla differenza di temperatura tra il fluido all'interno e l'ambiente esterno
- mancanza di isolamento sullo scaricatore.

Quindi si ha una formazione di condensa ulteriore non valutata con il modello empirico che verrà percepita dal calorimetro come una fuoriuscita di condensa dal sistema quando in realtà si tratta di vapore vivo intrappolato nello scaricatore e costretto a condensare, quindi di una ulteriore perdita.

Vi possono essere vari metodi per valutare l'effetto dello scambio termico e tenerne conto nel metodo di prova della norma UNI EN 27841:

1. Isolare termicamente lo scaricatore in modo da annullare le perdite di calore verso l'esterno che provocano la condensazione all'interno dello scaricatore, tale soluzione non sempre è adottabile infatti vi sono scaricatori che necessitano della condensazione al loro interno per consentire lo scarico qualora allo scaricatore giungesse vapore, ed è proprio questo il caso degli scaricatori meccanici a secchiello rovesciato.
2. Eseguire una prova del secchio con le stesse modalità viste in precedenza alimentando lo scaricatore con vapore saturo secco, in tal modo, una volta ricavata con il solito metodo la portata di vapore scaricato, la rimanente parte di condensa scaricata sarà proprio la condensa che si viene a formare all'interno della trappola di vapore. Tale metodo funziona molto bene, ma è applicabile soltanto per prove in laboratorio in cui possa essere controllata l'alimentazione dello scaricatore, mentre risulta impossibile, per misurazioni sul campo andare ad alimentare lo scaricatore con vapore saturo con titolo unitario.

Uno studio di questo tipo fu commissionato dalla società Jucker ed eseguito dal Laboratorio di Elettrotecnica e Termotecnica dell'Università di Monaco nel Dicembre 1985. Le prove furono eseguite su scaricatori di tipo meccanico, termostatico e termodinamico tutti con DN 1/2", in condizioni equivalenti d'esercizio ed in assenza di condensazione primaria. Il concetto applicativo su cui si basa è mostrato in figura 32.

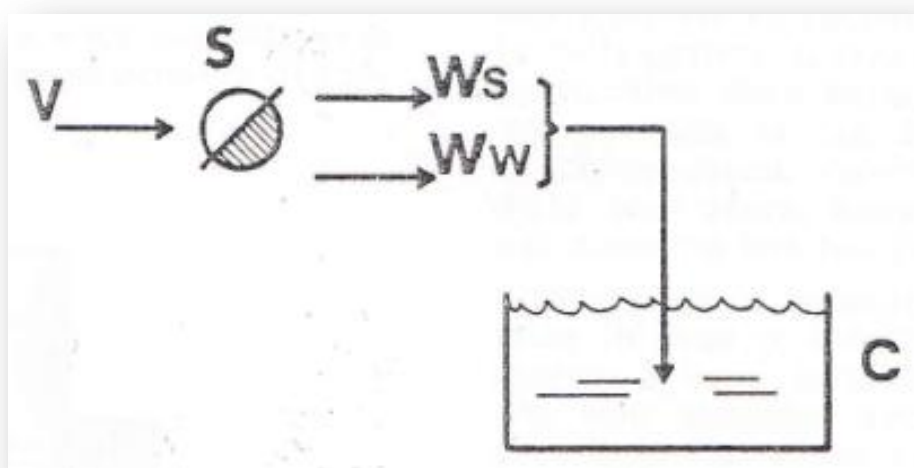


Figura 32: Alimentazione dello scaricatore con vapore saturo secco

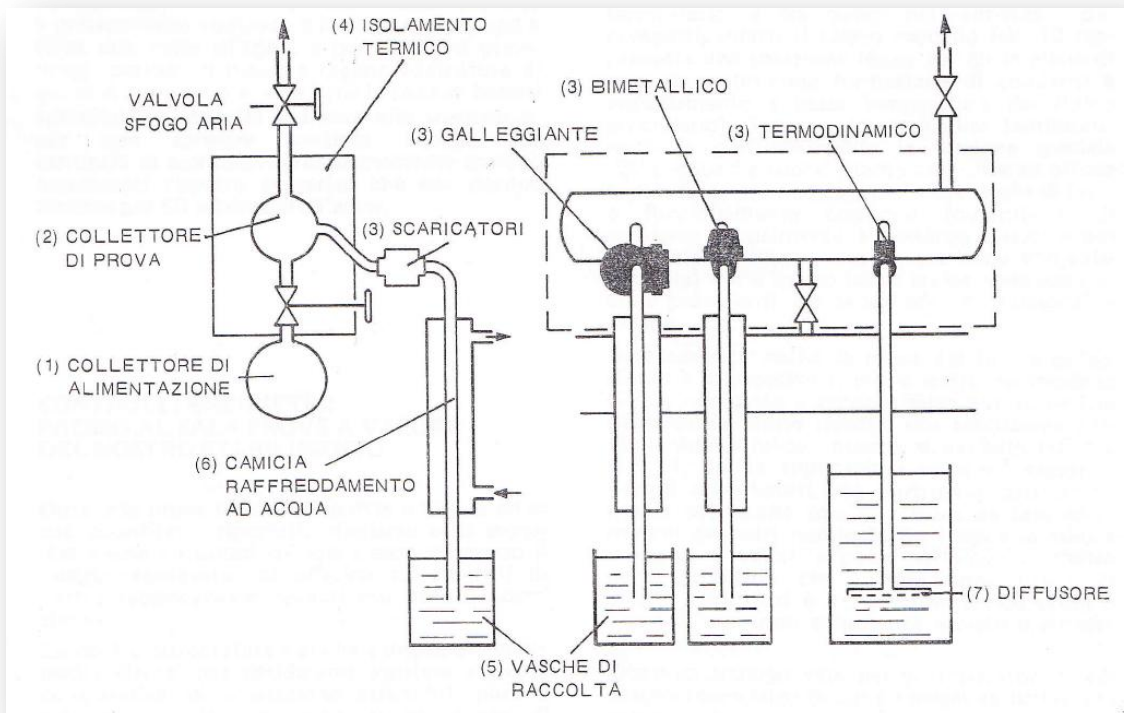


Figura 33: Schema di attrezzatura per misurare le perdite di energia da scaricatori

Supponendo di far pervenire solo vapore saturo V allo scaricatore S e di raccogliere e condensare la quantità di vapore W_w che ha compensato la perdita per dispersione e quella W_s sfuggita dagli organi di otturazione è possibile quantificare prima la W_s con il metodo già noto:

$$W_s = \dot{m}_v = \frac{[h_{f2} \cdot m_f - h_{f1} \cdot m_i + m_t \cdot c_p \cdot (t_f - t_i) - h_{fs} \cdot (m_f - m_i)] \cdot 3600}{h_{fgs}} \quad [\text{kg/h}]$$

E successivamente nota la differenza di massa ΔW_c registrata nel contenitore C , si va a ricavare la condensa che fuoriesce dallo scaricatore che, essendo nulla la condensa in ingresso allo stesso, corrisponde alla quantità di vapore W_w che compensa le perdite per dispersione:

$$W_w = \dot{m}_l = (\Delta W_c - W_s) \cdot \frac{3600}{\tau} \quad [\text{kg/h}]$$

I risultati ottenuti indicano che nel caso di dispersione energetica per scambio termico con l'ambiente esterno, le dimensioni dello scaricatore giocano un ruolo molto importante:

Tipo scaricatore	Energia persa	Vapore condensato
	[kJ/h]	[kg/h]
Termostatico bimetallico	209,35	0,100
Termostatico a tensione di vapore	251,22	0,120
Termodinamico	568,05	0,270
Macchinico a galleggiante	885,80	0,423
Secchiello rovesciato CSA 35	1006,97	0,481
Secchiello rovesciato CSR 22	1088,22	0,520

Tabella 11: Prova con alimentazione dello scaricatore con vapore saturo secco

Tali prove sono state eseguite con pressione di linea di 4 bar, temperatura ambiente di 32°C e durata della prova 6 ore; con un aumento della pressione di linea può aumentare notevolmente la portata di vapore condensato a causa di un aumento di Δt tra vapore e ambiente esterno, ma anche per una diminuzione del calore latente di vaporizzazione.

3. Creare un modello che tenga conto delle perdite di calore verso l'ambiente esterno e la quantità di condensa che questo crea. Risulta necessario quindi apportare una modifica all'algoritmo della norma UNI EN 27841 in modo da tener conto delle perdite di calore dal sistema: note le dimensioni dello scaricatore e la lunghezza della conduttura non isolata tra l'uscita del separatore e l'ingresso dello scaricatore si possono misurare le superfici disperdenti (A) e lo spessore (s) relativo a tali superfici e stimare un coefficiente di conduzione (λ) in funzione del materiale di cui è fatto lo scaricatore.

Nota la pressione di linea si possono ricavare la temperatura del fluido all'interno della tubazione ed il calore latente di vaporizzazione per questa data temperatura, infine con il termometro ad infrarossi si va misurare la temperatura sulla superficie esterna della tubazione ottenendo così il Δt che regola lo scambio termico.

Con la relazione

$$q = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot \Delta t \quad [\text{W}]$$

si va a ricavare la potenza termica scambiata, moltiplicando per la durata della prova si trova l'energia termica dissipata ed infine dividendo per il calore latente di vaporizzazione si risale alla massa di vapore condensato nello scaricatore durante la prova a causa dello scambio termico verso l'esterno e successivamente si può risalire a portata di vapore condensato:

$$E_{th} = q \cdot \frac{\Delta \tau}{1000} \quad [\text{kJ}]$$

$$m = E_{th} / r \quad [\text{kg}]$$

$$\dot{m}_c = m \cdot \frac{\Delta \tau}{3600} \quad [\text{kg/h}]$$

Questa portata di condensato \dot{m}_c rappresenta la quantità di vapore che condensa all'interno dello scaricatore a causa dello scambio termico verso l'esterno. Nel bucket test tale portata viene percepita dal calorimetro come una portata di condensa, in realtà si tratta di una perdita vera e propria in quanto si tratta di vapore vivo che rimane intrappolato nello scaricatore ed è costretto a condensare per consentire il funzionamento dello stesso.

Per introdurre l'effetto del fenomeno dello scambio termico verso l'ambiente esterno, nel metodo di calcolo della norma UNI EN 27841 sarà sufficiente, una volta calcolata la portata \dot{m}_c , andare a sommarla alla portata di vapore scaricato \dot{m}_v e sottrarla alla porta di condensa scaricata \dot{m}_l :

$$\dot{m}_v^* = \dot{m}_v + \dot{m}_c \quad [\text{kg/h}]$$

$$\dot{m}_l^* = \dot{m}_l + \dot{m}_c \quad [\text{kg/h}]$$

Casi studio secondo il modello della norma UNI EN 27841

In letteratura si possono trovare diverse pubblicazioni che riportano i risultati ottenuti dalla prova del secchio su scaricatori di condensa, la maggior parte delle quali però non seguono esattamente il procedimento descritto nelle norma o non riportano totalmente i risultati delle misurazioni necessarie per eseguire correttamente il calcolo.

Ad esempio il Bucket test eseguito da Thermal Energy presso lo stabilimento Granarolo di Bologna nel giugno 2013, pur riportando tutti i risultati delle misurazioni necessarie per il calcolo secondo la norma UNI, non va a quantificare la reale energia persa attraverso lo scaricatore con il vapore in quanto l'indice di scambio di energia (Rate of Energy change) è calcolato come l'intera portata che attraversa lo scaricatore (m_v+m_l) moltiplicato per l'entalpia specifica della miscela; in realtà soltanto la portata di vapore moltiplicata per l'entalpia specifica del vapore alle condizioni di ingresso nello scaricatore costituisce una perdita. In questo modo le perdite vengono sovrastimate soprattutto per quegli scaricatori che funzionano in modo ottimale ovvero con titolo della miscela in uscita molto vicino a zero.

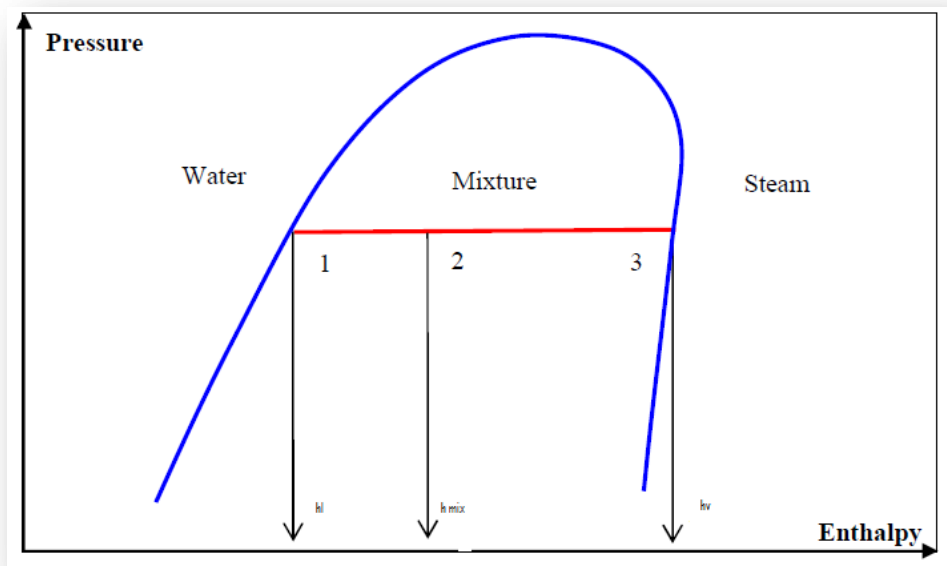


Figura 34: Diagramma p-h per il vapor d'acqua

	Steam Trap	Location	Application	Temp Before & After Trap	Time
Existing	SpiraxSarco Type: TD32YDN15 Size 1/2"	Steam Press: 11bar(g) Back Press: 0bar(g)	Drenaggio linea principale Alta Pressione	184-103°C	11 min
New	GEM Type: Sapphire Size 1/2"	Steam Press: 11bar(g); Back Press: 0bar(g)	Drenaggio linea principale Alta Pressione	184-93°C	11 min

Tabella 12: Bucket test (Thermal Energy presso uno stabilimento produttivo alimentare)

	Initial Tank Mass	Initial Tank Temp	Final Tank Mass	Final Tank Temp	Energy Change
Existing	5,98 kg	27°C	7,98 kg	76,9 °C	10355 kJ/hr
New	6,42 kg	24°C	8,8 kg	61,5°C	8847 kJ/hr

Tabella 13: Risultati bucket test

Dove il rate of Energy change è stato calcolato come: $\dot{Q} = c_p \frac{M_f \cdot T_f - M_i \cdot T_i}{t}$.

Secondo il procedimento visto nella norma UNI EN 27841, dalle temperature si ricavano le entalpie iniziali e finali dell'acqua nel secchio, ma anche l'entalpia del liquido saturo e del vapore saturo secco alle condizioni d'uscita dallo scaricatore tutte espresse in kJ/kg.

	hf1	hf2	hfs	Hfgs
Existing	113,28	320,05	431,83	2248,45
New	100,74	257,53	389,67	2274,73

Tabella 14: Entalpie ricavate per il calcolo secondo il modello UNI EN 27841

Da queste, sempre secondo le relazioni già presentate, si ricavano le portate di vapore vivo scaricato, l'energia ad esso correlata e l'efficienza dello scaricatore:

	mv	E(mv)	ε
Existing	0,46315 kg/h	5680,18 kJ/h	76,84
New	0,30838 kg/h	3826,27 kJ/h	87,04

Tabella 15: Risultati secondo il modello UNI EN 27841

Questi risultati, ottenibili anche dal modello adottato da Thermal Energy semplicemente sottraendo all'entalpia della miscela l'entalpia del liquido saturo, mostrano come:

- sostituendo uno scaricatore di tipo termodinamico con uno di tipo Venturi si riesca ad ottenere un incremento di efficienza conseguente ad una minore fuoriuscita di vapore dallo scaricatore che passa da 0,46315 kg/h a 0,30838 kg/h;
- Il metodo di calcolo adottato da Thermal Energy porta a sovrastimare le perdite di energia di circa un 100% in questo caso. Thermal Energy giustifica questa scelta con la maggiore semplicità del calcolo e affermando che i valori così ricavati rispecchiano maggiormente le condizioni di reale funzionamento, in quanto il metodo di prova della normativa è più adatto a prove di laboratorio in cui le condizioni al contorno possono essere più facilmente controllate. Questo fatto verrà discusso più avanti elaborando i risultati ottenuti nello stabilimento produttivo di una nota distilleria del al capitolo 9.5.

Di seguito si riporta una tabella contenente i risultati ottenuti da altre prove del secchio eseguite da Thermal Energy su diversi stabilimenti produttivi nel Regno Unito:

Stabilimento	P di linea [bar]	Applicazione	Pre intervento	Post intervento	Risparmio di energia [kJ/h]
Unknown Co.	9	Drenaggio linea	TD 1/2"	GEM Sapphire 1/2"	7300
Acraf, Ancona	6	Drenaggio linea	IB 1/2"	GEM Sapphire 1/2"	3200
GlaxoSmithKline, Dartford	8,5	Processo	TD 3/4"	GEM Sapphire 3/4"	2460
ManorBakey, Moreton	5	Drenaggio linea di	FT 1/2"	GEM Sapphire 1/2"	4900
ManorBakery, Stoke	5	Drenaggio linea di	FT 1/2"	GEM Sapphire 1/2"	10674
PremierFoods, Bury St.Edmonds	5	Drenaggio linea di	TD 1/2"	GEM Sapphire 1/2"	2305
PremierFoods, Long Sutton	4,5	Drenaggio linea di	FT 1/5"	GEM Sapphire 1/2"	1945
MarlowFoods, Stokesley	3	Drenaggio linea di	TD 1/2"	GEM Emerald 1/2"	2542

Tabella 16: bucket test eseguiti da Thermal Energy International

8 PROPOSTA DI UNA NUOVA SCHEDA TECNICA PER LA QUANTIFICAZIONE DEI RISPARMI DI ENERGIA PRIMARIA

In questo capitolo si riporta la proposta di una nuova scheda tecnica analitica per la quantificazione dei risparmi di energia primaria da presentare all'AEEG per quantificare il risparmio energetico, derivante dalla sostituzione di scaricatori di condensa con scaricatori di tipo più performante, mediante un algoritmo specifico.

8.1 La situazione di mercato

Dal BEN 2012 (bilancio energetico nazionale) risulta che gli impieghi finali nel settore industriale siano, nel totale tra le diverse fonti, 30.190 Mtep. Di questi si può assumere che il 40% venga utilizzato per la generazione di vapore.

Prendendo come riferimento l'impianto di distillazione di una nota azienda produttrice di alcolici del padovano, in cui si ha un generatore di vapore di potenza nominale 9,844 kW funzionante per 6502 ore all'anno, quindi con un consumo di energia alle condizioni nominali di 64MWh/anno (11,97 tep/anno). Nello stesso stabilimento si trovano presenti 8 scaricatori di condensa. Ipotizzando una proporzionalità diretta tra potenza installata e numero di scaricatori, si può stimare il numero di scaricatori di condensa tuttora installati in Italia che risulta pari a circa otto milioni di scaricatori di condensa.

Secondo informazioni a riguardo raccolte dal gruppo Thermal Energy in realtà la popolazione di scaricatori installati in Italia si aggira sui 6 milioni, questo fatto indica che la distilleria in esame presenta un numero di scaricatori per unità di potenza termica installata superiore rispetto alla media italiana.

Di questi 6 milioni la quota di mercato di Thermal Energy va dallo 0,1% allo 0,2%, questi valori però sono in continua evoluzione se si pensa che il mercato delle riparazioni e sostituzioni si aggira sui 100'000 scaricatori all'anno. Di questo mercato il gruppo Thermal Energy detiene circa 1%.

Per quanto riguarda la tipologia di scaricatori installati, poco meno del 70% delle trappole di vapore installate è di piccolo diametro (DN15 o DN20) ed il rimanente 30% sono scaricatori con diametro da 1" a 2" (DN25 a DN 50).

8.2 Proposte relative all'addizionalità dei risparmi

L'analisi comparativa sui diversi tipi di scaricatore, che consente di valutare l'addizionalità dei risparmi pari al 100% rispetto alla media degli scaricatori presenti sul mercato.

8.3 Requisiti di prodotto e campo di applicazione

L'ambito di applicazione della presente procedura è esteso alla sostituzione di scaricatori tradizionali, siano essi meccanici, termostatici o termodinamici, in ogni applicazione industriale, sia essa drenaggio a valle di uno scambio termico o drenaggio di linea, in cui siano presenti scaricatori automatici di condensa del tipo presentato nella norma UNI EN 26704.

8.4 Requisiti di progetto

Per l'applicazione della procedura di calcolo indicata nella scheda tecnica proposta sono richiesti:

- pressione della linea di vapore della linea su cui lo scaricatore si trova ad operare;
- dimensione degli scaricatori (DN);
- ore annue (h) di funzionamento dello scaricatore di condensa;
- rendimento del generatore di vapore η_g 90%;

8.5 Normativa di riferimento

Per quanto riguarda la normativa di cui si richiede il rispetto ai fini dell'applicabilità della procedura, il principale provvedimento specifico per gli scaricatori di condensa automatici per reti a vapore è la norma UNI EN 27841 del 1993: "determinazione della perdita di vapore, metodi di prova". A questa norma va collegata quella relativa alla classificazione degli scaricatori di condensa automatici UNI EN 26704 del 1992.

8.6 Procedura per il calcolo dell'energia primaria

Viene di seguito descritta la metodologia di calcolo proposta per la determinazione del risparmio energetico conseguibile a seguito di interventi di sostituzione di scaricatori di condensa automatici tradizionali con scaricatori automatici più efficienti.

Tale approccio di calcolo dei risparmi basato sul confronto uno a uno tra le predite di vapore dello scaricatore preesistente e di quello nuovo.

I consumi sono determinati sulla base della seguente tabella 17 ricavata da prove sperimentali, eseguite all'università di Belfast e discusse nella pubblicazione Performance Analysis Of Venturi Orifice Steam Traps, A Post Graduate Thesis By Shada Abu-Halimeh February 2004 Supervisor: Dr Gavin Walker Queen's University Belfast Faculty of Engineering Chemical Engineering Department.

I risultati ottenuti sono rappresentati in Tabella 17 e Figura 35 seguenti:

3,7 bar DN 15	Scaricatore Meccanico	Scaricatore Termodinamico	Scaricatore Termostatico Bimetallico	Scaricatore Termostatico a Pressione Bilanciata	Scaricatore ad Orifizio Venturi
CONDENSATE FLOW [kg/h]	STEAM LOSS [kg/h]	[kg/h]	[kg/h]	[kg/h]	[kg/h]
0,00	0,35	0,2	0,3	0	0,13
1,33	0,8	0,83	0,8	0,58	0,25
2,67	1,25	1,47	1,27	1,15	0,4
4,00	1,37	1,5	1,17	0,87	0,3
5,33	1,35	1,4	1,15	0,6	0,22
8,00	1,3	1,25	1,2	0,58	0,21
10,67	1,3	1,2	1,23	0,56	0,2
13,33	1,38	1,22	1,22	0,5	0,15
16,00	1,52	1,3	1,21	0,44	0,10
20,00	1,75	1,4	1,2	0,42	0,06

Tabella 17: Confronto tra i principali scaricatori di condensa, tabella tratta da Summary Of The Performance Analysis Of Venturi Orifice Steam Traps, A Post Graduate Thesis ,Shada Abu-Halimeh, Supervisor Dr Gavin Walker

Le prove sperimentali sono state eseguite secondo la norma UNI EN 27841, in cui vengono comparate le perdite di vapore per diversi scaricatori di condensa automatici, tutti della dimensione DN 15 mm, sottoposti a carichi di condensa variabili tra 0 kg/h e 20 kg/h, con pressione del vapore saturo di linea di 3,7 bar.

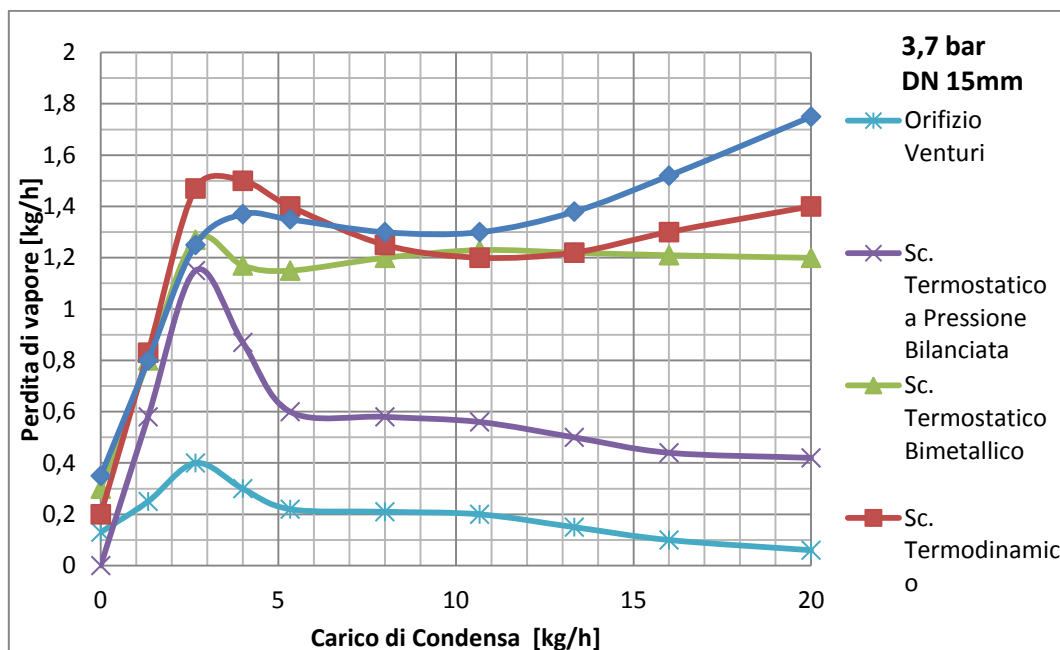


Figura 35: Confronto tra i principali scaricatori di condensa, grafico tratto da Summary Of The Performance Analysis Of Venturi Orifice Steam Traps, A Post Graduate Thesis ,Shada Abu-Halimeh, Supervisor Dr Gavin Walker

Ipotizzando che la popolazione di scaricatori installati sia divisibile in ugual misura nei 4 tipi di scaricatori tradizionali testati, e valutando il valore medio delle perdite di vapore con carico di condensa che varia dallo 0% al 100%, si ricava una media delle perdite degli scaricatori tradizionali confrontabile con le perdite relative allo scaricatore ad orifizio Venturi:

3,7 bar		Media perdite (mante)	Scaricatore ad Orifizio Venturi (m _{post})	Risparmio assoluto	Risparmio relativo
15 mm					
CONDENSATE FLOW		STEAM FLOW			
[%]	[kg/h]	[kg/h]	[kg/h]	[kg/h]	[%]
0%	0	0,21	0,13	0,08	39%
7%	1,33	0,75	0,25	0,50	67%
13%	2,67	1,29	0,40	0,89	69%
20%	4	1,23	0,30	0,93	76%
27%	5,33	1,13	0,22	0,91	80%

40%	8	1,08	0,21	0,87	81%
53%	10,67	1,07	0,20	0,87	81%
67%	13,33	1,08	0,15	0,93	86%
80%	16	1,12	0,10	1,02	91%
100%	20	1,19	0,06	1,13	95%
Media		1,01	0,20	0,81	80%

Tabella 18

Per quantificare la perdita di vapore in condizioni generiche di funzionamento, diverse da quelle della prova eseguita, si utilizzano dei fattori correttivi ricavati in funzione delle dimensioni dello scaricatore e della pressione di linea. Tali coefficienti sono stati ricavati tenendo presente che la portata scaricata è proporzionale alla pressione di linea e al quadrato del diametro dello scaricatore.

p	DN 8	DN 15	DN 20	DN 25	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100
[bar]								
1	0,077	0,270	0,480	0,751	1,922	3,003	7,688	12,012
2	0,154	0,541	0,961	1,502	3,844	6,006	15,375	24,024
3	0,231	0,811	1,441	2,252	5,766	9,009	23,063	36,036
4	0,308	1,081	1,922	3,003	7,688	12,012	30,751	48,048
5	0,384	1,351	2,402	3,754	9,610	15,015	38,438	60,060
6	0,461	1,622	2,883	4,505	11,532	18,018	46,126	72,072
7	0,538	1,892	3,363	5,255	13,453	21,021	53,814	84,084
8	0,615	2,162	3,844	6,006	15,375	24,024	61,502	96,096
9	0,692	2,432	4,324	6,757	17,297	27,027	69,189	108,108
10	0,769	2,703	4,805	7,508	19,219	30,030	76,877	120,120
11	0,846	2,973	5,285	8,258	21,141	33,033	84,565	132,132
12	0,923	3,243	5,766	9,009	23,063	36,036	92,252	144,144

Tabella 19: fattori correttivi C

Tali fattori correttivi tengono conto dell'influenza della differenza di pressione tra monte e valle dello scaricatore e delle dimensioni dell'orifizio di scarico dei diversi dispositivi, sulla perdita di vapore. Per valutare il risparmio di vapore in una condizione generica di funzionamento sarà sufficiente moltiplicare tali coefficienti per il risparmio assoluto ricavato da Tabella 18:

p	DN 8	DN 15	DN 20	DN 25	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100
[bar]	Risparmio di vapore [kg/h]							
1	0,06	0,22	0,39	0,61	1,56	2,44	6,25	9,76
2	0,12	0,44	0,78	1,22	3,12	4,88	12,50	19,53
3	0,19	0,66	1,17	1,83	4,69	7,32	18,74	29,29
4	0,25	0,88	1,56	2,44	6,25	9,76	24,99	39,05
5	0,31	1,10	1,95	3,05	7,81	12,20	31,24	48,81
6	0,37	1,32	2,34	3,66	9,37	14,64	37,49	58,58

7	0,44	1,54	2,73	4,27	10,93	17,08	43,74	68,34
8	0,50	1,76	3,12	4,88	12,50	19,53	49,99	78,10
9	0,56	1,98	3,51	5,49	14,06	21,97	56,23	87,86
10	0,62	2,20	3,91	6,10	15,62	24,41	62,48	97,63
11	0,69	2,42	4,30	6,71	17,18	26,85	68,73	107,39
12	0,75	2,64	4,69	7,32	18,74	29,29	74,98	117,15

Tabella 20: risparmio di vapore in generiche condizioni di funzionamento

Una volta valutate le perdite di vapore ante e post intervento, e quindi il risparmio di vapore conseguibile con la sostituzione dello scaricatore, si risale all'energia da fornire all'acqua per generare quel vapore risparmiato moltiplicando la portata di vapore stessa per il salto di entalpia tra l'acqua di alimentazione della caldaia ed il vapore generato. Per semplicità si considera il solo calore latente di vaporizzazione trascurando il calore necessario per il riscaldamento dell'acqua sotto raffreddata.

Tale semplificazione risulta essere comunque cautelativa nel calcolo dell'energia primaria risparmiata.

Quindi moltiplicando il valore del calore latente di vaporizzazione ad una data pressione per la portata di vapore risparmiato e dividendo per il rendimento di generazione del vapore, assumibile pari a 90%, come indicano le norme riguardanti i TEE, si ottiene il Risparmio Specifico Lordo (RSL) di energia primaria conseguibile dalla sostituzione dello scaricatore.

$$RSL = \frac{(\dot{m}_{v,ante} - \dot{m}_{v,post}) \cdot C \cdot \Delta e}{\eta_g} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot 10^3} \cdot 0,086 \cdot 10^{-3} \quad [\text{tep/anno/UFR}]$$

		ENERGIA PRIMARIA [tep/h]							
		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	3,74E-06	1,32E-05	2,34E-05	3,66E-05	9,36E-05	1,46E-04	3,74E-04	5,85E-04
	2	7,30E-06	2,57E-05	4,56E-05	7,13E-05	1,83E-04	2,85E-04	7,30E-04	1,14E-03
	3	1,08E-05	3,78E-05	6,73E-05	1,05E-04	2,69E-04	4,20E-04	1,08E-03	1,68E-03
	4	1,42E-05	4,98E-05	8,85E-05	1,38E-04	3,54E-04	5,53E-04	1,42E-03	2,21E-03
	5	1,75E-05	6,15E-05	1,09E-04	1,71E-04	4,37E-04	6,83E-04	1,75E-03	2,73E-03
	6	2,08E-05	7,30E-05	1,30E-04	2,03E-04	5,19E-04	8,11E-04	2,08E-03	3,24E-03
	7	2,40E-05	8,43E-05	1,50E-04	2,34E-04	6,00E-04	9,37E-04	2,40E-03	3,75E-03
	8	2,72E-05	9,55E-05	1,70E-04	2,65E-04	6,79E-04	1,06E-03	2,72E-03	4,24E-03
	9	3,03E-05	1,07E-04	1,89E-04	2,96E-04	7,58E-04	1,18E-03	3,03E-03	4,74E-03
	10	3,34E-05	1,17E-04	2,09E-04	3,26E-04	8,35E-04	1,31E-03	3,34E-03	5,22E-03
	11	3,65E-05	1,28E-04	2,28E-04	3,56E-04	9,12E-04	1,42E-03	3,65E-03	5,70E-03
	12	3,95E-05	1,39E-04	2,47E-04	3,86E-04	9,88E-04	1,54E-03	3,95E-03	6,17E-03

Tabella 21: risparmio di energia primaria in tep/ora

Le ore annue di funzionamento si possono assumere in relazione ai turni di lavoro a cui è sottoposto lo scaricatore:

Funzionamento	Ore anno
1 turno da 8 al giorno per 5/6 giorni settimana	2190 h
Stagionale per 3 mesi	
2 turni da 8 ore giorno per 5/6 giorni settimana	4380 h
Stagionale per 6 mesi	
Stagionale per 9 mesi	6570 h
3 turni da 8 ore al giorno 365 giorni anno considerando un 10 % di ore di manutenzione	7880 h

Tabella 22

Quindi il RSL in Tep/anno/UFR è ricavabile dalle seguenti 4 tabelle relative ai funzionamenti indicati in tabella 22:

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
2190 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,01	0,03	0,05	0,08	0,20	0,32	0,82	1,28
	2	0,02	0,06	0,10	0,16	0,40	0,62	1,60	2,50
	3	0,02	0,08	0,15	0,23	0,59	0,92	2,36	3,68
	4	0,03	0,11	0,19	0,30	0,77	1,21	3,10	4,84
	5	0,04	0,13	0,24	0,37	0,96	1,50	3,83	5,98
	6	0,05	0,16	0,28	0,44	1,14	1,78	4,55	7,10
	7	0,05	0,18	0,33	0,51	1,31	2,05	5,25	8,21
	8	0,06	0,21	0,37	0,58	1,49	2,32	5,95	9,29
	9	0,07	0,23	0,41	0,65	1,66	2,59	6,64	10,37
	10	0,07	0,26	0,46	0,71	1,83	2,86	7,32	11,43
	11	0,08	0,28	0,50	0,78	2,00	3,12	7,99	12,48
	12	0,09	0,30	0,54	0,84	2,16	3,38	8,65	13,52

Tabella 23: RSL con 2190 ore di funzionamento all'anno

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
4380 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,02	0,06	0,10	0,16	0,41	0,64	1,64	2,56
	2	0,03	0,11	0,20	0,31	0,80	1,25	3,20	5,00
	3	0,05	0,17	0,29	0,46	1,18	1,84	4,71	7,37
	4	0,06	0,22	0,39	0,61	1,55	2,42	6,20	9,69
	5	0,08	0,27	0,48	0,75	1,91	2,99	7,66	11,96
	6	0,09	0,32	0,57	0,89	2,27	3,55	9,09	14,20
	7	0,11	0,37	0,66	1,03	2,63	4,10	10,50	16,41
	8	0,12	0,42	0,74	1,16	2,97	4,65	11,90	18,59
	9	0,13	0,47	0,83	1,30	3,32	5,18	13,27	20,74
	10	0,15	0,51	0,91	1,43	3,66	5,72	14,63	22,86
	11	0,16	0,56	1,00	1,56	3,99	6,24	15,98	24,96
	12	0,17	0,61	1,08	1,69	4,33	6,76	17,31	27,04

Tabella 24: RSL con 4380 ore di funzionamento all'anno

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
6570 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,02	0,09	0,15	0,24	0,61	0,96	2,46	3,84
	2	0,05	0,17	0,30	0,47	1,20	1,87	4,80	7,50
	3	0,07	0,25	0,44	0,69	1,77	2,76	7,07	11,05
	4	0,09	0,33	0,58	0,91	2,32	3,63	9,30	14,53
	5	0,11	0,40	0,72	1,12	2,87	4,49	11,48	17,94
	6	0,14	0,48	0,85	1,33	3,41	5,33	13,64	21,31
	7	0,16	0,55	0,98	1,54	3,94	6,15	15,75	24,62
	8	0,18	0,63	1,12	1,74	4,46	6,97	17,85	27,88
	9	0,20	0,70	1,24	1,94	4,98	7,78	19,91	31,11
	10	0,22	0,77	1,37	2,14	5,49	8,57	21,95	34,30
	11	0,24	0,84	1,50	2,34	5,99	9,36	23,97	37,45
	12	0,26	0,91	1,62	2,53	6,49	10,14	25,96	40,56

Tabella 25: RSL con 6570 ore di funzionamento all'anno

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
7880 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,03	0,10	0,18	0,29	0,74	1,15	2,95	4,61
	2	0,06	0,20	0,36	0,56	1,44	2,25	5,75	8,99
	3	0,08	0,30	0,53	0,83	2,12	3,31	8,48	13,25
	4	0,11	0,39	0,70	1,09	2,79	4,36	11,15	17,42
	5	0,14	0,48	0,86	1,35	3,44	5,38	13,77	21,52
	6	0,16	0,57	1,02	1,60	4,09	6,39	16,35	25,55
	7	0,19	0,66	1,18	1,85	4,72	7,38	18,90	29,53
	8	0,21	0,75	1,34	2,09	5,35	8,36	21,40	33,44
	9	0,24	0,84	1,49	2,33	5,97	9,33	23,88	37,31
	10	0,26	0,93	1,65	2,57	6,58	10,28	26,33	41,13
	11	0,29	1,01	1,80	2,81	7,19	11,23	28,74	44,91
	12	0,31	1,09	1,95	3,04	7,78	12,16	31,13	48,65

Tabella 26: RSL con 7880 ore di funzionamento all'anno

Quindi considerando come unità fisica di riferimento UFR lo scaricatore con date dimensioni e pressione di linea, si ottiene il risparmio lordo RL moltiplicando il RSL per UFR.

$$RL = RSL \cdot UFR \quad [\text{tep/anno}]$$

Il Risparmio Netto Integrato (RN) risulta quindi dalla relazione:

$$RN = RL \cdot a \quad [\text{tep/anno}]$$

Il Risparmio Netto Integrato (RNI) è:

$$RNI = RN \cdot \tau \quad [\text{tee/anno}]$$

9 ANALISI IN UNO STABILIMENTO DI PRODUZIONE DI ALCOLICI NEL PADOVANO

9.1 Presentazione dello stabilimento

La distilleria lavora i prodotti ed i sotto-prodotti della vinificazione quali vinacce, fecce e vino. Dalla lavorazione di queste materie vengono estratti alcool, acquaviti di vino, grappa, semi di vinacciolo, tartrato di calcio e buccetta essiccata.

- ***Componenti d'impianto***

La vinaccia è il residuo della prima lavorazione dell'uva e comprende: i graspi, ossia la parte legnosa, i vinaccioli, ossia i semi dell'uva, e le bucce degli acini. Le vinacce utilizzate per la distillazione sono generalmente frutto dei diversi processi di lavorazione dei grappoli per la produzione di vino. A seconda del tipo di vinificazione la vinaccia può essere definita vergine, semi-fermentata o fermentata.

La conservazione e la fermentazione delle vinacce in ambiente esterno non a contatto con il mosto, è problematica, non vanno sovraesposte all'ossigeno per cui devono essere pressate per evitare il più possibile l'azione di batteri e lieviti selvaggi che ne alterano le qualità organolettiche. La grappa qualitativamente migliore proviene quindi da vinacce fresche, intendendo per fresche quelle ottenute in poche ore dalla separazione del vino.

La distillazione della vinaccia è quell'operazione che consente di separare due composti aventi volatilità diversa mediante la trasformazione degli stessi in vapore e la loro successiva condensazione. Nel caso della vinaccia le cose sono complicate in quanto il composto da distillare è allo stato solido e presenta una disomogeneità di struttura elevata oltre al fatto che sono racchiuse al suo interno centinaia di sostanze diverse da selezionare attentamente per la qualità del prodotto finale. Il processo si divide quindi in due fasi principali: la disalcolazione e la distillazione vera e propria che possono realizzarsi entrambi con processo continuo o discontinuo. In entrambi i casi si tratta di processi piuttosto energivori che sfruttano diverse fonti primarie, a seconda della tipologia d'impianto, prima per il riscaldamento e in seguito per il brusco raffreddamento necessario alla condensazione. All'interno di questi due macro-processi avvengono quasi sempre altri due processi importanti: la deflemmazione e la rettificazione.

La disalcolazione della vinaccia consiste nell'estrazione e separazione delle sostanze volatili contenute all'interno del composto solido per formare un liquido detto "flemma". Il processo discontinuo consiste nell'intermittente alimentazione dell'apparecchio di frazionamento con una quantità prestabilita di materia prima e nell'intermittente estrazione del prodotto distillato. Gli apparecchi discontinui si dividono in: apparecchi a fuoco diretto, a bagnomaria e a vapore con netta prevalenza per gli ultimi due sistemi. I processi continui, sviluppatasi negli ultimi anni, permettono migliori efficienze ed economie di esercizio.

Nell'alambicco discontinuo a fuoco diretto, il recipiente contenente la vinaccia è posto direttamente sul fuoco vivo. Il rischio di questo tipo di lavorazione è dovuto alla possibile presenza di odori di cotto o di fumo nella flemma e quindi nel distillato finale. Infatti,

essendo la vinaccia una materia prima solida rischia di aderire al fondo e di bruciarsi. Questa tipologia è oggi raramente utilizzata per la produzione industriale di grappa.

Gli apparecchi a bagnomaria si possono considerare come il passaggio tra gli apparecchi a fuoco diretto e quelli a vapore e sono caratterizzati dall'aver la caldaia, contenente la vinaccia, inserita in un'altra caldaia contenente acqua. Il riscaldamento dell'acqua viene effettuato a fuoco diretto e quando questa raggiunge l'ebollizione, il vapore si raccoglie nella parte superiore della caldaia e da essa, per mezzo di un tubo, viene portato sul fondo dove è contenuta la vinaccia.

Gli apparecchi a vapore, invece, hanno la caratteristica di utilizzare il vapore prodotto in apposita caldaia, consentendo una lavorazione intermittente ma a tempi ristretti e con

afflusso di vapori alcolici nella successiva colonna di distillazione più regolare.

Nelle moderne distillerie industriali gli impianti maggiormente utilizzati sono quelli di tipo continuo che permettono una lavorazione costante, una buona efficienza ed elevata produttività oltre ai minori costi di manodopera e agli elevati standard di qualità ottenuti.

La flemma è un liquido poco alcolico, acquoso ed impuro frutto della prima fase della distillazione della vinaccia. La deflemmazione è necessaria per separare mediante evaporazione e condensazione i vapori meno alcolici da quelli maggiormente alcolici. E' necessario avere un apparecchio



Figura 36: Deflemmatore di Egrot

che permetta la condensa dei vapori meno alcolici e il passaggio dei vapori alcolici. Questa operazione viene già svolta, in parte, all'interno dei disalcolatori quando la vinaccia "fredda" incontra il vapore in controcorrente e ne fa condensare una parte. La deflemmazione viene poi eseguita in appositi apparecchi, per esempio la "sfera di Egrot". Questo dispositivo è composto essenzialmente da due sfere concentriche: quella interna viene riempita di acqua fredda che la mantiene a bassa temperatura, mentre all'interno dell'intercapedine tra le due sfere transitano i vapori alcolici provenienti dalla disalcolazione. Questi entrano nella parte inferiore della sfera quindi, essendo la via d'uscita posizionata sulla sommità, sono costretti a lambire l'intera superficie a bassa temperatura. La frazione di vapori a più alto punto di ebollizione condensa, mentre i più leggeri, e quindi più alcolici, proseguono lungo il condotto d'uscita fino ad arrivare al condensatore.

Con la rettificazione si opera un processo di purificazione del condensato, che mira a separare la parte pura dalle impurità. Questa avviene generalmente mediante distillazione frazionata, ossia raccogliendo il liquido frutto dell'evaporazione e la successiva condensazione di composti diversi che hanno differenti temperature di ebollizione.

I due processi appena descritti vengono realizzati, oltre che in specifici apparecchi, anche all'interno delle colonne di distillazione. Queste portano quindi la flemma ad un grado alcolico più elevato fino ad arrivare al prodotto finale desiderato. Anche le colonne si dividono in quelle a funzionamento continuo e quelle a funzionamento discontinuo. Le prime vengono normalmente utilizzate per la produzione di alcol etilico puro, mentre quelle discontinue sono dedicate alla produzione di grappa e regolano in maniera più raffinata le fasi di rettificazione e deflemmazione per ottenere le caratteristiche peculiari di ogni prodotto. In entrambi i casi le colonne presenti alla Bonollo sono alimentate dal vapore prodotto in caldaia principale, la stessa che alimenta i disalcolatori.

I condensatori utilizzati in distilleria sia lato disalcolatori, che lato colonne di distillazione, sono tutti del tipo a fascio tubiero con liquido refrigerante costituito da acqua. L'acqua utilizzata nei condensatori viene tutta convogliata alle torri evaporative dove viene raffreddata alla temperatura voluta come descritto nel capitolo di analisi dei dati.

Le vinacce esauste in uscita dal processo di disalcolazione sono sottoposte a lavaggio con acqua per la produzione di un sottoprodotto avente un contenuto di acido tartarico del 2% circa. Da tale sottoprodotto, stoccato in appositi tini, viene estratta la materia tartarica mediante aggiunta di appositi precipitanti (cloruro e carbonato di calcio). Dal processo di lavaggio vinacce viene prodotta, inoltre, ulteriore borlanda, avviata al relativo processo di trattamento. Dal deposito di stoccaggio la borlanda viene avviata a digestione anaerobica per la produzione di biogas, il quale viene utilizzato come combustibile negli impianti termici della distilleria.

Il vapore necessario al processo di disalcolazione delle vinacce e alla distillazione della flemma in colonna viene prodotto da un generatore di vapore mediante combustione di bucce e raspi essiccati e, in caso di necessità, di una piccola quota di biogas. I fumi di scarico del generatore, essendo caratterizzati da un elevato calore specifico, vengono interamente riutilizzati come flusso di processo all'interno dell'essiccatoio. Dall'essiccatoio vengono quindi estratte le vinacce essiccate che, mediante passaggio in apposito sparti-seme, vengono separate tra vinaccioli (venduti sul mercato) e bucce e raspi, utilizzati come combustibili.

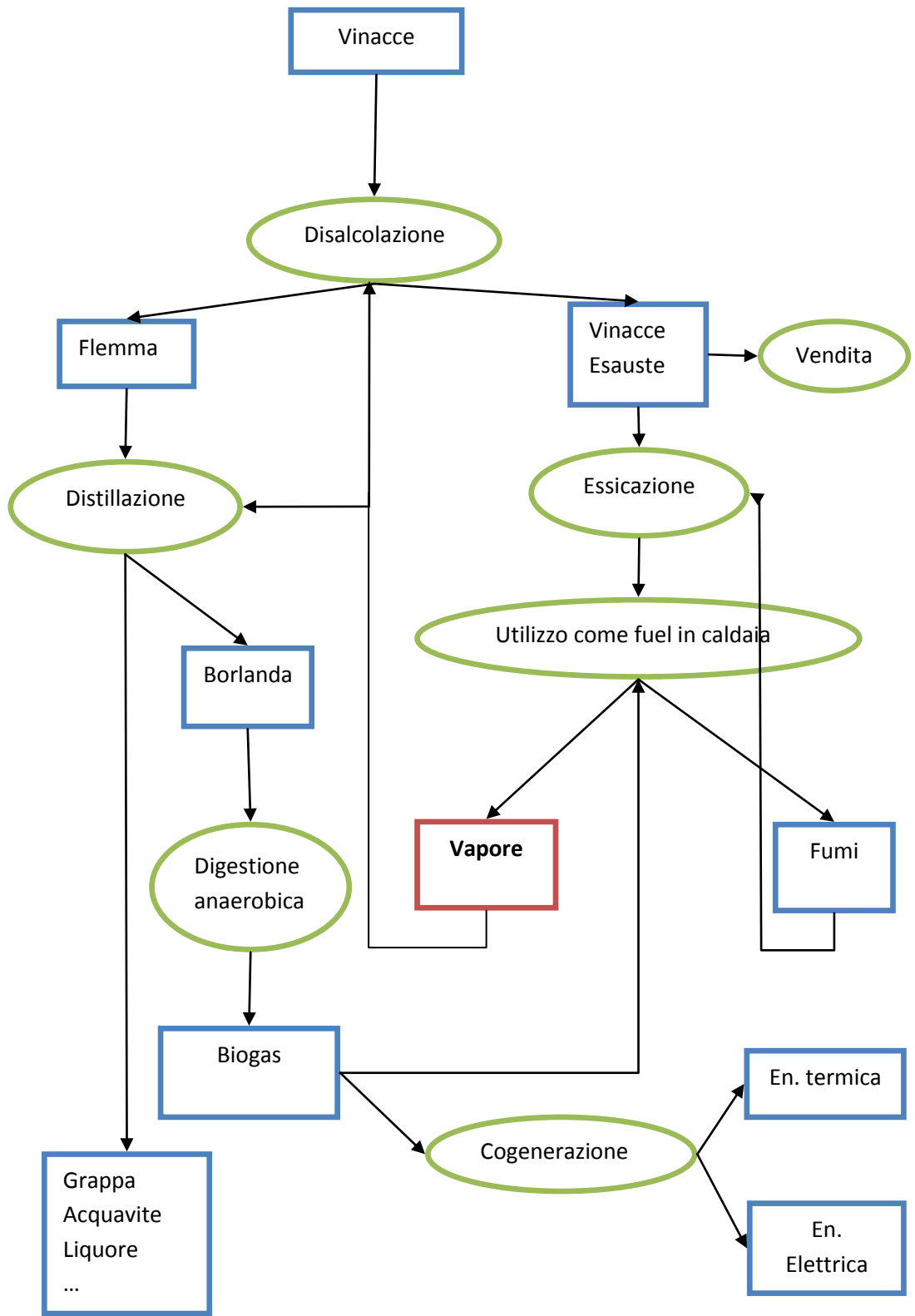


Figura 37: Schema semplificato dei processi presso la distilleria

- **Il generatore di vapore**

Il generatore di vapore, utilizzato per alimentare i processi di disalcolazione e distillazione è un generatore fisso a tubi d'acqua. La potenzialità termica della caldaia è di 9.844 kW con una producibilità nominale di 15 t/h di vapore saturo a 8.5 bar di pressione. Le capacità produttive massime arrivano fino a 18,25 t/h di vapore a 27,5 bar di pressione. Il combustibile utilizzato è costituito dalle vinacce esauste dopo adeguata essiccazione. Il calore sviluppato dalla combustione va a riscaldare l'acqua contenuta in un insieme di tubi attraverso cui avviene lo scambio termico. Raggiunta la temperatura di ebollizione l'acqua bolle generando vapore e mantenendo, la temperatura di saturazione pari a 173 °C.

Dagli andamenti della pressione e della portata di vapore si è ricavato che le ore di funzionamento annuali sono circa 6.500: durante i due mesi estivi di Luglio e Agosto l'impianto è completamente fermo. L'andamento della portata del vapore generato, misurato sulla linea principale del vapore, quindi prima che questo venga diviso tra distilleria e disalcolazione, ed è legato alle variazioni di carico date dal periodo di produzione. Si possono individuare, tre cicli annuali che rispecchiano le tre fasi di produzione:

1. Primo periodo (2.363 ore): dall'accensione dell'impianto per mesi della vendemmia e quelli subito successivi. In questo periodo l'impianto presenta il massimo carico di produzione; sono infatti in funzione i 4 disalcolatori continui, le 6 colonne di distillazione continue e anche le 6 colonne di distillazione discontinue. La produzione di vapore dovrà soddisfare contemporaneamente queste esigenze. Le caratteristiche di produzione del generatore di vapore sono:
 - Portata vapore prodotto: 13,65 [t/h]
 - Pressione vapore: 8,50 [bar]
2. Secondo periodo (2.759 ore): dal 1 Gennaio fino al 30 Aprile si è in condizioni di carico intermedio dato che oltre ai disalcolatori e alle colonne continue funzionano soltanto 2 colonne discontinue dedicate alla distillazione dell'amarone. I dati medi di questo periodo sono:
 - Portata vapore prodotto: 9,57 [t/h]
 - Pressione vapore: 8,46 [bar]
3. Terzo e ultimo periodo (1.380 ore): dal 30 Aprile fino al 30 Giugno. In questi due mesi, prima della fermata estiva, la produzione di vapore diminuisce ancora in quanto sono in funzione solo i 4 disalcolatori continui e le 6 colonne di distillazione continue. I valori rilevati sono quindi:
 - Portata vapore prodotto: 6,33 [t/h]
 - Pressione vapore: 8,21 [bar]

I dati ricavati mostrano che nei mesi in cui sono state eseguite le prove (Gennaio e Febbraio) le condizioni di carico sono intermedie ma i valori di pressione del vapore e di portata del vapore prodotto sono prossimi ai valori del primo periodo di massimo carico. Il vapore prodotto viene misurato sulla linea principale quindi è impossibile sapere con esattezza quanto sia destinato all'impianto di disalcolazione e quanto all'impianto di distillazione, secondo indicazioni fornite dal manutentore dello stabilimento circa un 60% della porta è destinata alla disalcolazione, mentre la rimanente parte è destinata alla distilleria.

9.2 Dimensionamento degli scaricatori

Il dimensionamento degli scaricatori venturi è stato eseguito dai tecnici di Thermal Energy International partendo dalle seguenti tabelle che forniscono un valore di portata di condensa da scaricare in kg/h, in caso di funzionamento a carico nominale, in funzione della pressione relativa del vapore e del diametro nominale della linea:

p rel [bar]	DN25 1"	DN32	DN40	DN50 2"	DN65	DN80 3"	DN100 4"	DN125 5"	DN150 6"	DN200 8"	DN250 10"	DN300 12"
0,1	0,51	0,61	0,71	0,81	0,91	1,22	1,53	1,63	2,14	2,75	3,37	4,8
0,5	0,61	0,71	0,81	0,96	1,12	1,42	1,73	1,83	2,55	3,26	3,98	4,89
1	0,71	0,81	0,96	1,12	1,32	1,63	2,04	2,55	2,85	3,72	4,59	5,61
1,5	0,84	0,91	1,02	1,22	1,53	1,83	2,24	2,85	3,16	4,08	5,10	6,22
2	0,91	1,02	1,12	1,32	1,63	1,93	2,44	3,16	3,46	4,49	5,51	6,73
3	0,96	1,12	1,32	1,53	1,83	2,24	2,85	3,87	4,08	5,10	6,33	7,65
4	1,02	1,22	1,42	1,73	2,04	2,55	3,16	4,59	4,48	7,71	8,04	8,47
5	1,22	1,32	1,63	1,93	2,24	2,65	3,46	4,79	4,49	6,22	7,65	9,18
7	1,32	1,53	1,83	2,14	2,55	3,16	3,97	5,40	5,71	7,24	8,87	10,51
10	1,53	1,83	2,04	2,55	3,06	3,67	4,69	5,61	6,73	8,47	10,51	12,75
12	1,73	2,04	2,34	2,75	3,36	3,97	5,10	6,12	7,34	9,28	11,73	13,87
14	1,83	2,24	2,55	3,06	3,57	4,28	5,50	6,63	7,99	9,99	12,75	14,99
16	1,93	2,34	2,75	3,26	3,87	4,59	5,91	7,44	8,47	11,02	13,46	16,22
18	2,14	2,55	2,85	3,46	4,18	4,89	6,22	8,16	8,97	12,04	13,97	16,83
21	2,34	3,06	3,67	4,59	5,61	6,93	8,67	10,20	13,36	16,12	19,07	21,01
28	2,55	3,67	4,28	4,48	5,30	6,32	8,16	9,99	11,93	14,99	18,67	22,44
35	3,67	4,08	4,89	5,10	6,22	7,34	9,28	11,52	13,77	17,14	21,22	25,50
42	1,08	4,89	5,20	5,71	6,93	8,16	10,2	12,75	15,30	20,19	24,17	28,76

Tabella 27: carico di condensa in funzione della pressione di linea e del diametro della tubazione

Il valore così ricavato corrisponde alla portata di condensa che si forma sulla linea con coibentazione standard, con temperatura ambiente di 10°C ed aria ferma.

Si possono introdurre dei fattori di correzione, nel caso in cui le condizioni al contorno siano diverse da quelle appena presentate, quali:

- Fattore di correzione in temperatura per temperature ambiente diverse da 10 °C:

t _a	20°C	10°C	0°C	-10°C	-20°C
f _a	0,9	1	1,1	1,2	1,3

Il quale assegna un fattore moltiplicativo maggiore ad 1 se la temperatura ambiente è inferiore ai 10°C, inferiore ad uno se la temperatura ambiente è superiore a 10 °C.

- Fattore di correzione per tubazioni con molte valvole, derivazioni, flange

f _f	1,1
----------------	-----

Il quale indica come per le tubazioni con molte valvole, derivazioni o flange le dispersioni termiche siano maggiori.

- Fattore di correzione per stato di efficienza dell'isolamento termico diverso dall'80%

Condizione isolamento	f _i
Senza isolamento	4
Isolamento medio	1,3
Isolamento perfetto	0,5

Che attribuisce un fattore moltiplicativo maggiore ad 1 nel caso di mancato isolamento o isolamento presente ma deteriorato, ed inferiore ad 1 nel caso di isolamento nuovo o perfettamente integro.

- Fattore di correzione per vento fino a 36 km/h

	DN 25	DN 100	DN 300
f_v	$1 < f_v < 2$	$1,1 < f_v < 1,2$	$0,6 < f_v < 1$

Quindi valido per vento inferiore a 36 km/h, mi viene fornito in funzione del diametro nominale della condotta.

Una volta calcolata l'effettiva portata di condensa che si forma nel tratto di linea nelle condizioni nominali, confrontando questo valore con le curve di capacità di scarico dei vari tipi di scaricatori, si va ad identificare il modello di scaricatore più adatto.

Tale metodo di dimensionamento è quello utilizzato dagli ingegneri di Thermal Energy e necessita comunque una verifica sul campo delle prestazioni dello scaricatore.

Nel caso delle due applicazioni analizzate nello stabilimento produttivo risultasti ottenuti sono i seguenti:

- Per quanto riguarda il gruppo riduzione in distilleria la linea a monte del riduttore di pressione su cui è montato il gruppo separatore-scaricatore è un 5" (DN125) con isolamento standard, pressione del vapore di linea 9 bar, con tubazione posta quasi interamente in ambiente esterno e lunghezza della tubazione dal precedente gruppo separatore-scaricatore pari a 45m. Interpolando i dati in Tabella 27 alle pressioni più prossime ai 9 bar con DN125 si ottengono $0,553 \text{ kg}/(\text{h}\cdot\text{m})$; considerando una lunghezza della tubazione di 45 m ed un fattore di correzione della temperatura f_t pari ad 1.1 avendo la temperatura ambiente esterna di 0°C nel giorno della prova, si ottiene un carico di condensa a regime di :

$$m_l = 0,553 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h} \cdot \text{m}} \right] \cdot 45[\text{m}] \cdot 1,1 = 27,37 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

- Per quanto riguarda il gruppo riduzione nell'impianto di disalcolazione si ha ancora vapore di linea a 9 bar in tubazione con diametro 5" (DN125) di lunghezza 45 m con isolamento standard e temperatura ambiente di circa 25°C ; dalle tabelle si ottengono un carico di condensa di $0,553\text{kg}/(\text{h}\cdot\text{m})$ ed un fattore di correzione di temperatura di 0,9. Si ottiene quindi un carico di condensa a regime di:

$$m_l = 0,553 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h} \cdot \text{m}} \right] \cdot 45[\text{m}] \cdot 0,9 = 22,40 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

Tali risultati sono validi per impianto in condizioni di funzionamento nominali e quindi non all'avviamento né ai carichi parziali. All'avviamento infatti si avranno carichi di condensa maggiori perché oltre al carico dovuto a perdite verso l'ambiente esterno si deve tener conto dello scambio termico con l'impianto stesso. Ai carichi parziali, invece si avrà un carico di condensa in arrivo al separatore minore rispetto al funzionamento nominale: se

è richiesto meno vapore alle utenze vi sarà una portata minore di vapore nella linea di distribuzione e quindi una velocità minore dello stesso, e ciò provocherà una diminuzione del coefficiente di scambio termico globale e quindi delle perdite termiche verso l'esterno.

9.3 Strumenti di misurazione

Gli strumenti di misura usati durante la prova del secchio sono stati:

- Termocamera
- Termometro ad infrarossi
- Bilancia Multifunzione
- Cronometro digitale

Per ciascuno di questi vengono riportate le specifiche tecniche:

Termocamera	
Risoluzione a infrarossi (dimensioni FPA, serie di piani focali)	Serie di piani focali da 160 x 120
Banda spettrale	Da 7,5 µm a 14 µm (onda lunga)
Velocità di aggiornamento o campionamento	9 Hz
NETD (sensibilità termica)	Temperatura di destinazione (100 mK) da ≤ 0,10 °C a 30 °C
Campo visivo (FOV)	22,5 °H x 31 °V
Risoluzione (IFOV)	3,39 mRad
Gamma di misura della temperatura (non calibrata al di sotto di -10 °C)	Da -20 °C a 250 °C (da -4 °F a 250.00 °C)
Precisione della misura della temperatura	±2 °C o 2% (a 25 °C nominali, a seconda del valore maggiore)
Intervallo minimo in modalità automatica	5 °C
Intervallo minimo in modalità manuale	2.5 °C
Distanza focale infrarossi minima	15,25 cm (6 pollici)
Peso	0,726 kg (1,6 libbre)
Dimensioni	28,4 x 8,6 x 13,5 cm (11,2 x 3,4 x 5,3 pollici)
Gamma delle temperature operative	Da -10 °C a +50 °C (da -10.00 °C a 50.00 °C)
Intervallo di temperatura di immagazzinaggio	Da -20 °C a +50 °C (da -20.00 °C a 50.00 °C)
Umidità di esercizio	Esercizio e stoccaggio, da 10% a 95%, senza condensa
Urti e vibrazioni	2G, IEC 68-2-26 e 25G, IEC 68-2-29
Termometro ad infrarossi	
Range di temperatura:	-30 °C ... +900 °C (-22 °F ... +1,652 °F)
Precisione (25 °C):	±0.75 % del valore misurato (±2 K per misure inferiori a -5 °C)
Repeatability:	±0.5% del valore misurato
Tempo di risposta	250 ms
Risoluzione del display:	0.1 °C
emissività:	0.10 ... 1.50 (per 0.01)
Spectral response:	8 µm ... 14 µm
Bilancia multifunzione	
Codice	BL/NWS15K
Portata massima [kg]	15
Divisione [g]	5
Divisione CE-M [g]	5
Divisione Hr [g]	2
Sensibilità interna [g]	0,05
PMU minimo ammesso [g]	2,5

Tabella 28: caratteristiche tecniche degli strumenti di misura

Indicazioni per la misura della temperature con termometri ad infrarossi

- **Area di misura**

I termometri a raggi infrarossi (IR) misurano la temperature media all'interno della loro area di misura. L'area di misura può essere considerata come un cono di diametro crescente con vertice sul termometro. Il diametro di questa area ad ogni distanza dipende dall'ottica utilizzata. Alcuni termometri IR hanno un mirino per verificare l'area di misura. Se così non fosse, il manuale del costruttore fornisce sempre il rapporto tra distanza e area di misura. Misurando la temperature di una tubazione è importante assicurarsi che la zona da misurare sia compresa nell'area di misura altrimenti nella media verranno compresi anche oggetti estranei, a temperature inferiori.

- **Superfici da misurare**

- Le temperature verranno prese senza coibentazioni e su tubazioni pulite.
- Se le temperature vengono rilevate su corpi valvola, flange o connettori, la rilevazione potrebbe essere leggermente inferiore a causa della diversa conducibilità.

Il materiale e la superficie della tubazione influenzano la quantità di energia irradiate ad una certa temperature. Questa influenza è compensata dal valore di emissività impostato sul termometro IR, che confronta il valore di energia irradiate con quello di una superficie completamente nera. Alcuni materiali, come l'alluminio lucidato e l'acciaio inox, rendono difficile la misura accurata della temperature.

1. Verificate sempre l'emissività suggerita per ogni materiale da misurare.
2. Misurare le temperature in un punto preciso.
3. Spruzzare la tubazione con vernice nera opaca o rivestire con un nastro adesivo

- **Comprendere correttamente la temperature rilevata**

Temperature a monte

A monte dello scaricatore di condensa, la temperature sarà vicina alla temperature del vapore saturo alla pressione di esercizio. In presenza di una valvola regolatrice, questa ridurrà la pressione del vapore e quindi la sua temperature.

Una temperature bassa "a monte" potrebbe indicare che lo scaricatore accumula condensa.

Temperature a valle

La temperature a valle dello scaricatore di condensa dovrà essere vicina alla temperature del vapore saturo alla pressione della linea ritorno condensa. Per scaricatori con scarico atmosferico o in vasche atmosferiche senza risalita, sarà intorno ai 100°C.

Una temperature alta a valle indica che la condensa potrebbe essere pressurizzata per presenza di vapore vivo nella linea.

9.4 Bucket Test

Presso lo stabilimento di produzione di alcolici, sono state eseguite le prove secondo il modello UNI EN 27841, per valutare il risparmio conseguente ad una sostituzione degli scaricatori esistenti con scaricatori di tipo Venturi.

Per la prova del secchio sono stati identificati due scaricatori di condensa collocati uno sul gruppo di riduzione della distilleria, l'altro sul gruppo di riduzione dell'impianto di disalcolazione.



Figura 38: Apparecchio per la disalcolazione della vinaccia



Figura 39: Colonne di distillazione

Gli scaricatori collocati a monte del gruppo di riduzione ed a valle di un separatore, andranno ad espellere la condensa formatasi, sulla linea del vapore ad alta pressione, a causa dello scambio termico tra la tubazione che trasporta il vapore e l'ambiente esterno. Tale drenaggio è necessario in quanto il gruppo di riduzione di pressione deve essere alimentato da vapore saturo secco o con titolo molto elevato, infatti l'otturatore del riduttore di pressione, se lambito da vapore molto umido si eroderebbe in breve tempo.

Il gruppo riduttore di pressione, disposto tra la caldaia e l'utenza ha lo scopo di garantire alle utenze una pressione e quindi una temperatura di vapore costanti al variare del carico termico. Il mantenimento della temperatura di set up alle utenze consente di ridurre gli scarti di produzione, i tempi di lavorazione ed il consumo di combustibile. Il gruppo riduzione di pressione viene riportato in figura 40.

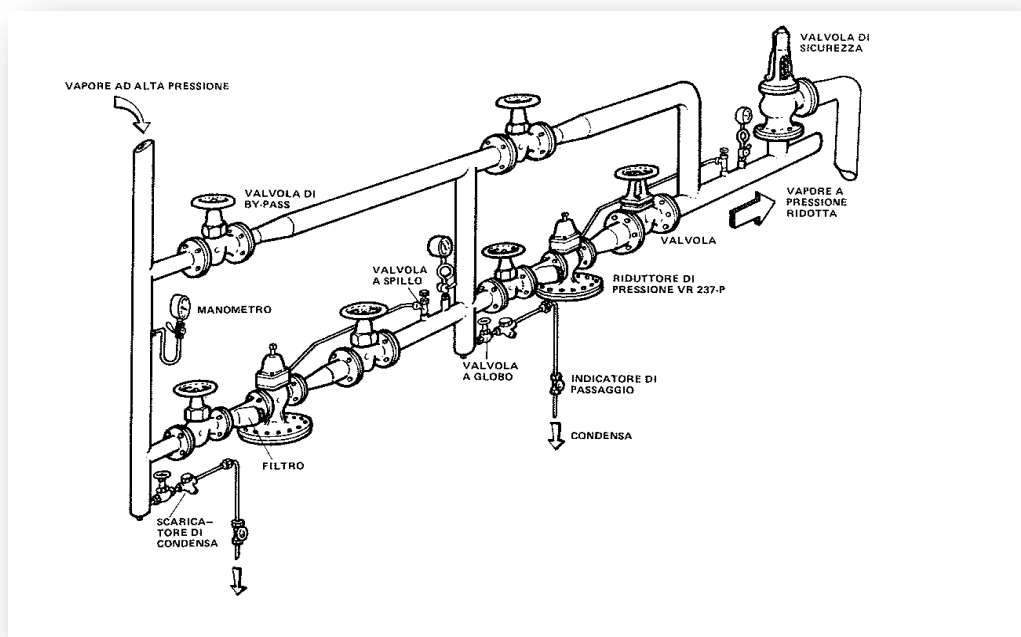


Figura 40: Gruppo di riduzione di pressione con due riduttori in serie: salti molto elevati di pressione

La condensa e l'eventuale vapore scaricati dalla valvola vengono convogliati in un pozzo caldo dove vengono raccolti gli scarichi di vari gruppi prima di essere inviati nuovamente al generatore di vapore. Gli scarichi caldi, più qualche eventuale reintegro quindi costituiscono l'acqua di alimentazione per la caldaia. Altri scaricatori da testare erano presenti in varie parti dello stabilimento produttivo (in particolare a valle di ogni colonna di distillazione è necessaria la presenza di una trappola) ma questi non sono stati presi in considerazione a causa della mancanza di regolazione di tipo automatico della portata di vapore in arrivo allo scambiatore. La mancanza di regolazione automatica rende difficile una valutazione corretta delle prestazioni di uno scaricatore: la regolazione di tipo manuale da parte di un operatore, rischierebbe di falsare i risultati della prova basati sulla misurazione pre e post intervento della portata di vapore passante.

La situazione prima dell'intervento presenta, in entrambe le situazioni individuate scaricatori a secchiello rovesciato in acciaio al carbonio di dimensione 20mm con attacchi flangiati, fabbricati da Spirax-Sarco.

Le caratteristiche degli scaricatori Spirax sono riportati nelle seguenti tabelle:

DN	15mm	20mm	25mm	40/50mm	80mm
Acciaio al carbonio	SKA	SKB	SKC	SKD	SKF
Acciaio legato	SLA	SLB	SLC	SLD	SLF

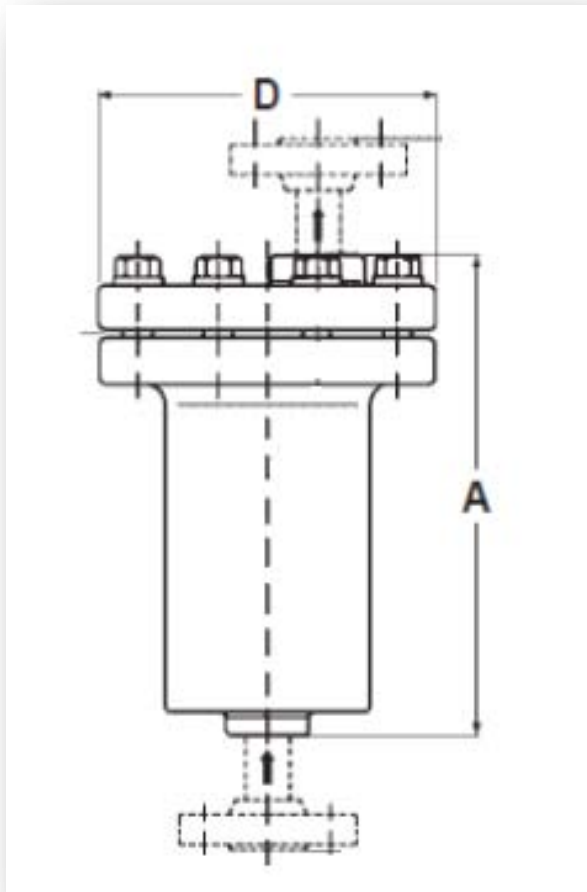
Tabella 29: Esecuzioni e diametri nominali, Nomenclatura Spirax-Sarco

PMA	Serie SK Serie SL	A 350°C A 350°C	90 bar 90 bar
TMA	Serie SK Serie SL	A 70 bar A 70 bar	425°C 510°C
T minima A			- 12°C
PMO			70 bar
TMO	Serie SK Serie SL		425°C 510°C
Temperatura minima d'esercizio Compatibile con il pericolo di gelo			0°C

Tabella 30: Condizioni limite per scaricatori Spirax-Sarco a Secchiello Rovesciato

Denominazione		Materiale	Designazione
Corpo	Serie SK Serie SL	Acciaio al carbonio Acciaio legato	ASTM A 105/ A106 ASTM A 182 F11
Coperchio	Serie SK	Acciaio al carbonio	ASTM A 105
	Serie SL	Acciaio legato	ASTM A 182 F11
Bulloni del coperchio	Serie SK Serie SL	Acciaio al carbonio Acciaio legato	A193 B7 A 193 B 16
Guarnizione coperchio		Graffite rinforzata inox	
Tubetto di convogliamento		Acciaio inox	AISI 304
Secchiello		Acciaio inox	AISI 304
Supportino		Acciaio inox	AISI 304
Vite supportino		Acciaio inox	AISI 304
Pernetto della leva		Acciaio inox	AISI 304
Copiglia		Acciaio inox	AISI 304
Sede		Acciaio inox	Serie 400
Otturatore		Acciaio inox	Serie 400
Leva dell'otturatore		Acciaio inox	AISI 304

Tabella 31: Componenti per scaricatori Spirax-Sarco a secchiello rovesciato



Modello	DN	A	D
SKA-SLA	15	235	165
SKB-SLB	20	265	163
SKC-SLC	25	345	210
SKD-SLD	40/50	415	265
SKF-SLF	80	550	400

Tabella 32: Dimensioni espresse in mm

Figura 41: Dimensioni dello scaricatore

Senza andare a rimuovere lo scaricatore presente, ma predisponendo un ramo in parallelo ad esso, si va a montare lo scaricatore GemVenturi modello Sapphire dimensione 20mm, fornito con isolamento con fissaggio in velcro.

	15 mm	20 mm	25 mm	40 mm	50 mm
Fornito con					
Filtro	Si	Si	Si	No	No
Raccordi	Si	Si	Si	Si, 2N°Femmina	Si, 2N°Femmina
Materiali					
Corpo dello scaricatore	303 acciaio inox				
Raccordi	316L acciaio inox - posti a sfera				
Corpo del filtro	316L acciaio inox				
Rete del filtro	Rinforzata a 40 maglie				
Guarnizioni del filtro	316L "metacam" acciaio inox				
Dimensioni					
Lunghezza	180mm	211mm	245mm	208mm	218mm
Max larghezza	49mm	55mm	62mm	83mm	100mm
Max profondità	70mm	80mm	100mm	83mm	100mm
Parametri operativi					
PMA	17,2 Bar (250 psi)				
TMA	400°C (750°F)				

Tabella 33: Caratteristiche tecniche scaricatore GEM modello Sapphire

Consecutivamente si vanno ad eseguire i bucket test su entrambi gli scaricatori posti sullo scarico dei separatori di condensa sulla linea del vapore nell'impianto di distillazione e di disalcolazione seguendo lo schema riportato nella figura 42 che segue:

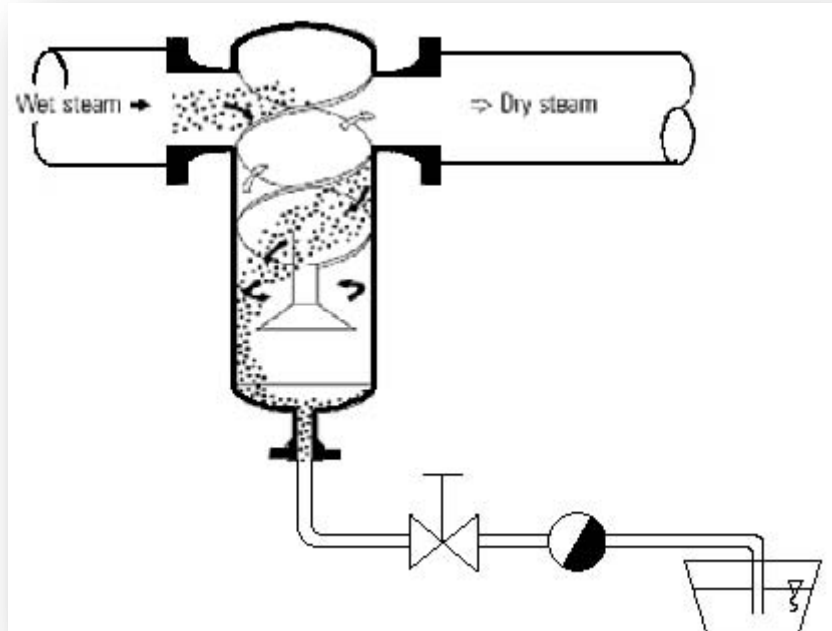


Figura 42: Schema d'impianto per il bucket test



Figura 43: Foto dello scaricatori Venturi e secchiello rovesciato posizionati in parallelo sull'uscita del separatore di condensa.

9.5 Accorgimenti adottati rispetto alla normativa UNI EN 27841

In questo paragrafo si presentano alcuni accorgimenti adottati durante la prova del secchio dovuti ad esigenze pratiche, ed alcuni accorgimenti nel calcolo delle portate scaricate adottati per ridurre l'errore commesso nelle approssimazioni e giustificare i risultati ottenuti.

- Innanzi tutto per la prova è stato necessario utilizzare una tanica in PVC anziché il classico secchio metallico in quanto operando in modo intermittente su linee ad elevata pressione lo scaricatore dava origine a violente scariche di vapore vivo assieme alla condensa, che avrebbe provocato fuoriuscita di fluido dal secchio oltre ad un non trascurabile pericolo per gli operatori. La massa della tanica utilizzata per tutte le prove è risultata essere pari a 1,095 kg ed il calore specifico lo si è assunto pari a 0,35 kJ/kgK.

Dall'analisi termografica eseguita con la termocamera si è potuto notare che la temperatura della tanica non risulta essere uniforme: solo la superficie bagnata internamente dal liquido assume la temperatura dello stesso, mentre il resto della superficie rimane praticamente alla temperatura ambiente a cui si trova a causa del basso coefficiente di trasmissione termica del materiale plastico di cui è composta la tanica stessa. Infatti mentre la conducibilità termica dei materiali ferrosi si aggira sugli 80 W/mK, quella del PVC è di circa 0,16 W/mK.

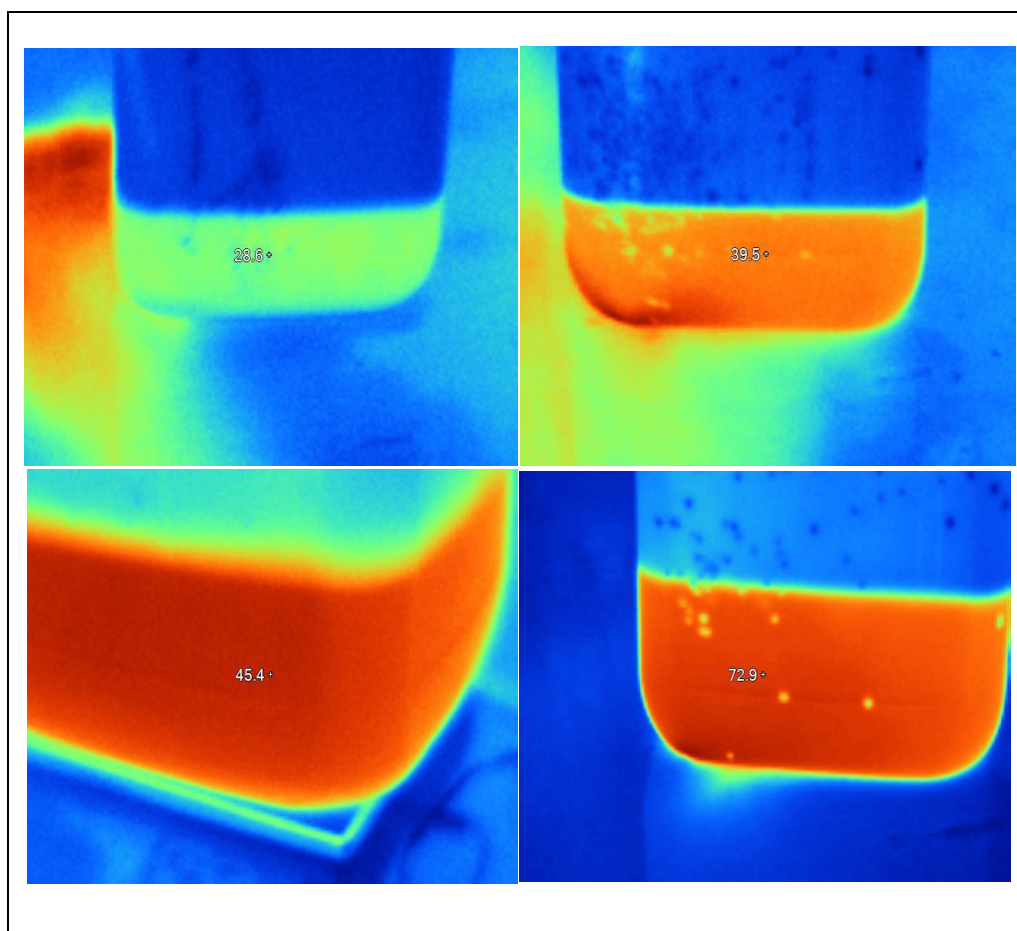


Figura 44: Immagini dalla termocamera

- La normativa consiglia di utilizzare un calorimetro metallico, quindi con un coefficiente di trasmissione termica molto più elevato in modo da ottenere temperature uniformi della parete del secchio. Per ovviare a ciò sarà sufficiente assumere che solo una parte della massa del calorimetro si è riscaldata fino alla temperatura della condensa, più precisamente solo la massa (m_b) corrispondente alla superficie di contatto tra la condensa ed il calorimetro (S_b) che può essere calcolata, commettendo un piccolo errore, assumendo che la tanica abbia la forma di un parallelepipedo rettangolo, come segue:

$$m_b = \frac{S_b}{S_{tot}} \cdot m_{tot}$$

dove la massa totale è quella misurata in precedenza, e la superficie bagnata può essere ricavata, note le dimensioni della tanica i termini di base (b) profondità (p) ed altezza (h), la massa del liquido nella tanica e la densità (ρ) dello stesso:

$$S_b = b \cdot p + b \frac{m_f}{p \cdot \rho} + p \cdot \frac{m_f}{b \cdot \rho}$$

- Un ulteriore accorgimento necessario è stato quello di colorare con bomboletta spray di colore nero le superfici su cui sono state effettuate le misure di temperatura con termometro ad infrarossi, tale accorgimento è stato necessario per effettuare una misurazione corretta delle temperature in quanto il termometro non è settato per effettuare misure su metalli lucidati o superfici riflettenti, caratterizzati da un valore di emissività diverso da quello impostato nel dispositivo. Per la misura di temperatura su materiali particolari, il produttore consiglia di applicare una pellicola od altro materiale opaco, quindi attendere che il tutto assuma la temperatura dell'oggetto sotto misura, quindi effettuare la misurazione della temperatura.
- Per tutte le prove effettuate è stata adottata una durata di sette minuti al fine di evitare l'ebollizione della condensa nel calorimetro, ma anche il superamento del limite di peso imposto dalla portata massima della bilancia multifunzione utilizzata per la prova (vedi 28, strumenti di misura, bilancia multifunzionale).
- Al fine di aumentare la precisione della prova si è pensato di tener conto anche delle dispersioni termiche allo scaricatore e quindi della quantità di vapore che condensa all'interno dello scaricatore. Come si vedrà in seguito tale accorgimento può portare a modifiche sostanziali dei risultati ottenuti, soprattutto per quanto riguarda quegli scaricatori che presentano un'elevata superficie disperdente e sono sprovvisti di isolamento verso l'ambiente esterno.

Approssimando la forma dello scaricatore a secchiello rovesciato ad un cilindro di diametro D pari a 210mm, altezza A pari a 345mm e spessore della parete s pari a 15mm, come si vede in Figura 41.

Si può valutare la dispersione termica verso l'esterno data dai fenomeni di conduzione, convezione ed irraggiamento. In particolare si hanno tre resistenze termiche in serie che, procedendo dall'interno verso l'esterno, sono:

- Convezione lato interno (condensa, vapore)
- Conduzione attraverso lo spessore del cilindro
- Parallelo tra convezione lato esterno (aria) ed irraggiamento

A ciascuna di queste resistenze sarà associata una caduta di temperatura nel tratto interessato, quindi se all'interno del cilindro ad una distanza sufficientemente grande dalla parete il fluido sarà alla temperatura (t_i) di saturazione relativa alla pressione di 9 bar, sulla parete interna sarà presente una temperatura inferiore che indichiamo con t_{si} , tale gradiente termico è dovuto alla resistenza termica convettiva interna; proseguendo verso l'esterno, a causa della resistenza termica conduttiva, la superficie esterna del cilindro si troverà ad una temperatura $t_{se} < t_{si}$; infine tra la parete esterna e l'ambiente a temperatura $t_a < t_{se}$ sono presenti contemporaneamente i fenomeni di convezione esterna ed irraggiamento con le rispettive resistenze schematizzabili con un parallelo.

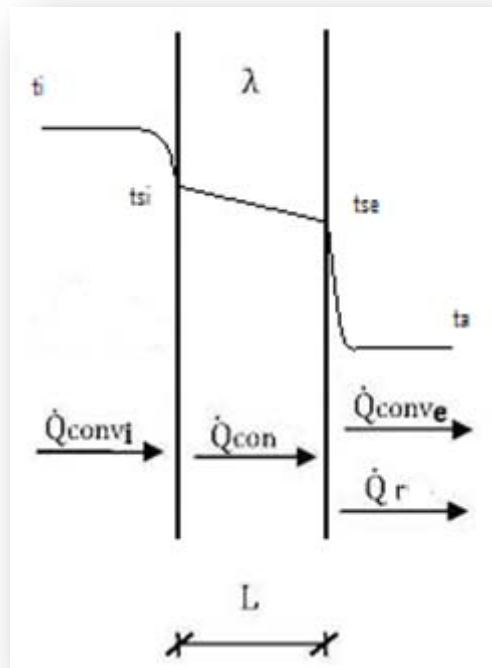


Figura 45: Schematizzazione dello scambio termico e delle temperature assunte dalle superfici dello scaricatore

È possibile andare a scrivere oltre all'equazione generale dello scambio termico, delle equazioni per ciascuno di questi fenomeni:

Equazione generale	$q = K \cdot A \cdot (t_i - t_a)$	[W]
Equazione scambio convettivo lato interno	$q = \alpha_{ci} \cdot A \cdot (t_i - t_{si})$	[W]
Equazione scambio conduttivo	$q = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (t_{si} - t_{se})$	[W]
Eq scambio convettivo e radiativo esterno	$q = (\alpha_{ce} + \alpha_r) \cdot A \cdot (t_{se} - t_e)$	[W]

In cui:

- K è il coefficiente di scambio termico globale
- A è la superficie disperdente dello scaricatore
- α_{ci} e α_{ce} sono i coefficienti di scambio convettivo rispettivamente interno ed esterno
- λ è la conduttività termica del materiale
- α_r è il coefficiente di scambio termico radiante ricavabile dalla relazione valida per il calcolo dello scambio termico per radiazione mutua di un corpo piccolo racchiuso entro una grande cavità a temperatura uniforme:

$$q_{rad} = A \cdot \sigma_n \cdot \varepsilon_1 \cdot (T_{se}^4 - T_a^4) \cong 4 \cdot A \cdot \sigma_n \cdot T_m^3 \cdot (t_i - t_a) = \alpha_r \cdot A \cdot (t_{se} - t_a)$$

dove σ_n è la costante di Stephan-Boltzmann e vale $5.76 \cdot 10^{-8}$ [W/m²K⁴], ε rappresenta l'emissività della superficie dello scaricatore e T_m è la temperatura media tra quella della superficie interna e la temperatura ambiente con valori di temperatura espressi nella scala assoluta.

Il calcolo del valore del flusso termico scambiato globalmente può risultare piuttosto complicato in quanto non sono noti i valori dei coefficienti di scambio termico convettivo ed inoltre può portare a risultati non corretti in quanto l'approssimazione dello scaricatore ad un piccolo corpo racchiuso entro una grande cavità non è del tutto veritiera.

Per semplificare il calcolo sarà sufficiente ricavare dall'equazione dello scambio termico convettivo lato interno la temperatura superficiale interna:

$$t_{si} = t_i - \frac{q}{A \cdot \alpha_{ci}}$$

per poi sostituirla nell'equazione dello scambio termico per conduzione ottenendo così il flusso termico in funzione delle temperature interna e superficiale esterna che sono facilmente misurabili e del coefficiente di scambio termico convettivo lato interno che in presenza di condensazione assume valori da 5000 a 20000 [W/m²K] (valori presi da: Trasmissione del calore; Bonacina, Cavallini Mattarolo; tabella 6.1).

$$q = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (t_{si} - t_{se}) = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot \left(t_i - \frac{q}{A \cdot \alpha_{ci}} - t_{se} \right) \quad [W]$$

$$q \left(1 + \frac{\lambda}{s \cdot \alpha_{ci}} \right) = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (t_i - t_{se}) \quad [W]$$

$$q = \frac{\frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (t_i - t_{se})}{\left(1 + \frac{\lambda}{s \cdot \alpha_{ci}} \right)} \quad [W]$$

In cui I valori di λ , s , A sono noti, per α_{ci} si assume il valore intermedio tra quelli forniti (10000 W/m²K), la temperatura interna si ricava dalle tabelle del vapore

nota la pressione di 9 bar in condizioni di saturazione e vale $175,35^{\circ}\text{C}$, la temperatura della superficie esterna dello scaricatore si misura facilmente per mezzo del termometro ad infrarossi o della termocamera e come si vede dalla seguente figura 46 vale $161,5^{\circ}\text{C}$

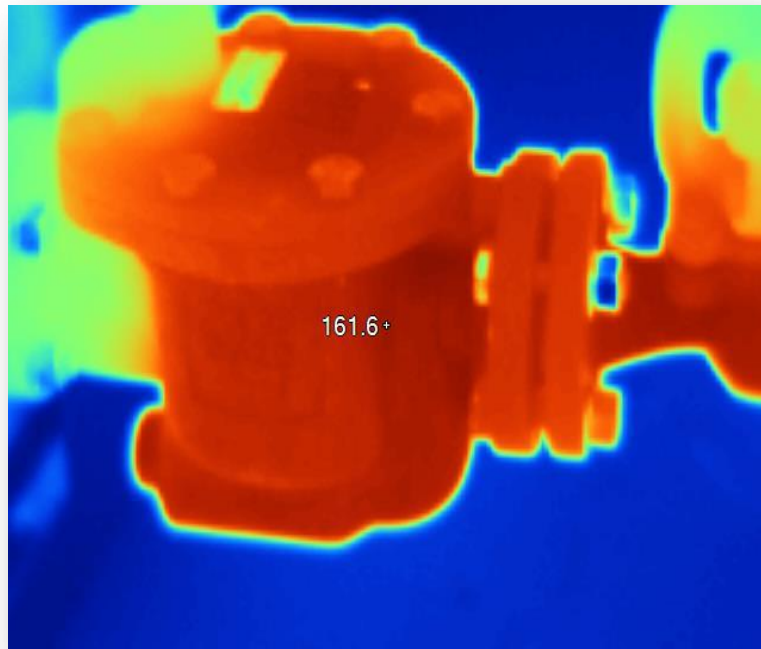


Figura 46: Immagine dalla termocamera della temperatura sulla superficie esterna del secchiello rovesciato durante il funzionamento

Dal calcolo si ricava quindi un flusso termico di 14000 W che moltiplicato per la durata adottata nelle prove (420 s) mi da un energia termica dissipata di 5880 kJ , quindi dividendo questo valore per il calore latente di vaporizzazione a 9 bar (2030 kJ/kg) si trova la condensa formatasi all'interno dello scaricatore durante la prova che vale $2,02\text{ Kg}$ a cui corrisponde una portata oraria di $17,32\text{ kg/h}$ di condensa.

Questo calcolo è valido soltanto nelle condizioni di funzionamento a pieno carico dell'impianto perché ai carichi parziali, essendoci una minore presenza di condensa in arrivo al separatore, allo scaricatore giunge una quantità maggiore di vapore e questo fa abbassare notevolmente il coefficiente di scambio termico convettivo sul lato interno riducendo così notevolmente le dispersioni termiche e quindi la quantità di condensa che si va a formare. Per tener conto di questo fatto assumendo che in arrivo allo scaricatore vi sia solo vapore, si andrà a modificare il valore del coefficiente di scambio termico convettivo, assegnandogli un valore di $100\text{ W/m}^2\text{K}$, tenendo conto anche del fatto che in questo caso il vapore risulta essere praticamente stagnante all'interno dello scaricatore.

Questo abbassamento del coefficiente di scambio termico convettivo giustifica anche i risultati ottenuti dal Laboratorio di Elettrotecnica e Termotecnica dell'Università di Monaco, già presentati nel paragrafo 7.2, che indicavano una portata di condensa dovuta allo scambio termico nello scaricatore a secchiello rovesciato attorno ai 0,5 kg/h (molto inferiore a quella calcolata con condensa in arrivo allo scaricatore). Inserendo il valore di coefficiente di scambio termico convettivo lato interno di 100 W/m²K si ricava una portata di condensa di 0,6 kg/h molto vicina ai risultati ottenuti dai laboratori dell'Università di Monaco.

Come già detto in precedenza esclusivamente con prove in laboratorio si può riuscire ad alimentare la trappola di vapore con solo vapore saturo, in ogni applicazione reale vi sarà sempre una certa quantità di condensa in arrivo allo scaricatore, quindi il valore del coefficiente di scambio termico convettivo lato interno sarà un valore intermedio tra quello assunto nel caso di sola condensa in arrivo e quello assunto nel caso di solo vapore. Prendendo quindi un $\alpha_{ci} = 1000$ W/m²K si ottiene una portata di condensa dovuta a dispersioni termiche allo scaricatore di 5,22kg/h.

9.6 Risultati e discussione

Dal bucket test eseguito presso lo stabilimento di produzione di alcolici il 16 Gennaio 2014 è risultato che entrambi gli scaricatori meccanici presenti sull'impianto non risultavano essere bloccati, ciò è stato facilmente visibile in quanto per eseguire il bucket test si è dovuto intercettare l'uscita dallo scaricatore per indirizzarla verso il calorimetro e non più verso il pozzo caldo. Si è potuto notare così il classico funzionamento di tipo intermittente caratteristico degli scaricatori a secchiello rovesciato ovvero dei rapidi passaggi da posizione chiusa ad aperta. È risultato evidente anche che la tenuta di tali scaricatori non era più ottimale, infatti anche quando l'orifizio di scarico veniva bloccato dall'innalzamento del secchiello, era comunque presente una certa quantità di vapore che fuoriusciva dallo scaricatore.

Una differenza che si è subito potuto notare nel funzionamento dei due diversi scaricatori sta nel fatto che mentre dalla trappola a secchiello rovesciato fuoriusciva vapore in pressione quindi vapore vivo, dal Venturi fuoriusciva ancora vapore, ma si tratta di vapore di flash ovvero una nuvola di vapore senza pressione residua dovuta alla rievaporazione della condensa nel passaggio da una pressione elevata alla pressione ambiente.

Questa rievaporazione, comunque presente anche con lo scaricatore meccanico, non va ad alterare i risultati delle prove, infatti il passaggio della condensa da una pressione maggiore ad una minore può essere approssimato ad una laminazione isoentalpica quindi senza scambio di energia.

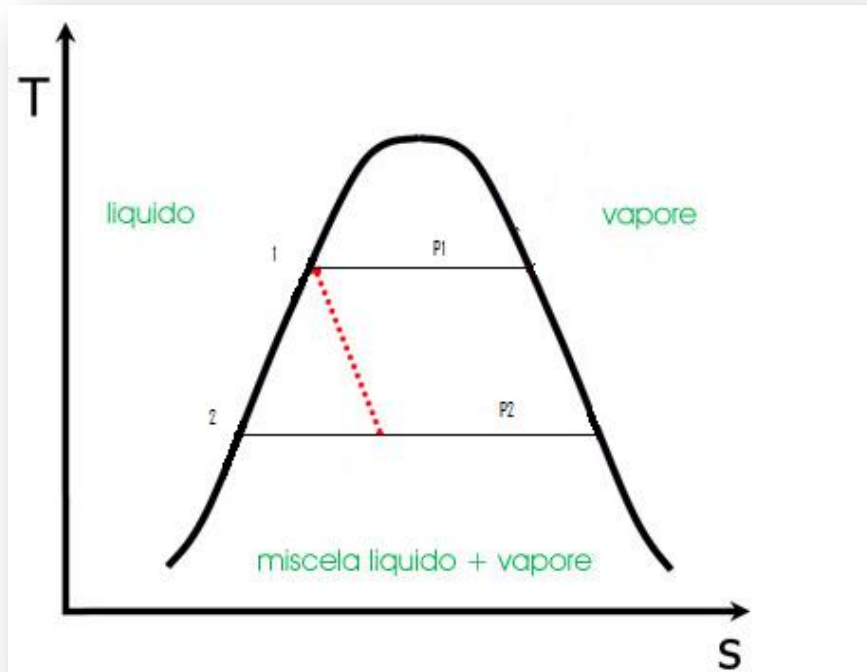


Figura 47: Laminazione isoentalpica in un diagramma T-s

Bucket test 16/01/2014

I dati che sono stati raccolti per gli scaricatori del gruppo di riduzione in distilleria sono i seguenti:

Raccolta dati

	Steam Trap	Time	Initial Tank Mass	Initial Tank Temp	Final Tank Mass	Final Tank Temp	Temp before trap	Temp after trap
		$\Delta\tau$	m_i	t_i	m_f	t_f	T_1	T_2
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	7 min	6,195kg	23,4°C	12,02kg	89 °C	175°C	102,5°C
New	Size: 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	7 min	6,145kg	16,9°C	8,645kg	49 °C	170°C	100°C

Tabella 34

Da questi si sono ricavate le entalpie iniziali e finali relative all'acqua contenuta nella tanica e le entalpie del liquido saturo e del vapore saturo secco alle condizioni d'ingresso del sistema di scarico ovvero all'uscita dallo scaricatore

Quindi procedendo come descritto in precedenza si è arrivati ai seguenti risultati:

	\dot{m}_l	\dot{m}_v	$E(mv)$	χ	ε
	[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	[-]
Existing	44,678	5,252	10'670	0,1052	89,48%
New	20,312	1,117	2'288	0,0521	94,79%

Tabella 35

Immediatamente si può notare come la portata di vapore scaricata con il dispositivo Venturi sia diminuita notevolmente rispetto allo scaricatore meccanico. Risulta di molto diminuita però anche la portata di condensa scaricata che risulta essere inferiore rispetto al carico di condensa stimato in fase di dimensionamento. Ciò è dovuto ad un dimensionamento errato dello scaricatore venturi in quanto, come si vede dalla Figura 48 seguente, la portata di vapore generato in caldaia non ha subito variazioni rilevanti durante tutto l'arco della giornata interessata dalla prove.

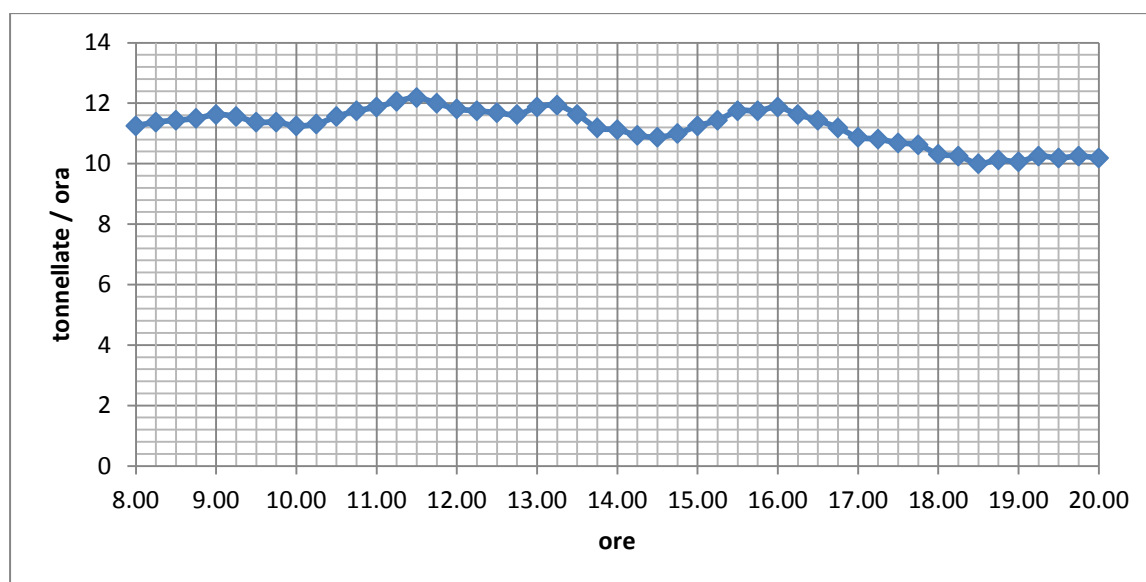


Figura 48: Andamento della portata di vapore generato il 16/01/2014

Si è provveduto quindi alla sostituzione dello scaricatore sottodimensionato. A seguito della sostituzione dello scaricatore Venturi con uno dello stesso tipo, ma con diametro dell'orifizio di scarico di dimensioni maggiori, si sono ottenuti i seguenti risultati:

Raccolta dati:

	Steam Trap	Time	Initial Tank Mass	Initial Tank Temp	Final Tank Mass	Final Tank Temp	Temp before trap	Temp after trap
		Δt	m_i	t_i	m_f	t_f	T_1	T_2
New	Size 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	7 min	6,415 kg	14,1 °C	9,865 kg	56 °C	166	101

Tabella 36

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ϵ
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
New	Size 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	27,7142	1,8572	4186	0,0628	93,72

Tabella 37

Ora risulta che la portata di condensa elaborata dallo scaricatore equivale la portata calcolata in fase di dimensionamento quindi lo scaricatore da 1/2" risultava essere sottodimensionato rispetto al carico nominale di condensa.

Risultati analoghi si sono riscontrati nel gruppo di riduzione dell'impianto di disalcolazione dove lo scaricatore GemVenturi modello Sapphire da 3/4" inizialmente testato riusciva, ad elaborare un carico di condensa leggermente inferiore rispetto a quanto calcolato in fase di dimensionamento quindi anche qui lo si è sostituito con uno scaricatore GemVenturi modello Sapphire da 3/4" con dimensioni maggiori dell'orifizio di scarico, con i seguenti risultati:

	Steam Trap	Time	Initial Tank Mass	Initial Tank Temp	Final Tank Mass	Final Tank Temp	Temp before trap	Temp after trap
		$\Delta\tau$	m_i	t_i	m_f	t_f	T_1	T_2
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	7 min	6,395 kg	19,5 °C	11,715 kg	81 °C	172°C	104°C
New	Size:3/4" undersized Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	7 min	6,065 kg	14,9 °C	8,240 Kg	53 °C	172°C	99°C
New	Size: 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	7 min	6,150 Kg	16,8 °C	8,955 Kg	58°C	172°C	100°C

Tabella 38

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ε
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	41,1945	4,4055	9894	0,0966	90,34
New	Size: 3/4" undersized Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	16,5143	2,1286	4809	0,1141	88,58
New	Size: 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	21,8366	2,2062	4978	0,0892	90,82

Tabella 39

In data 29/01/2014, a circa due settimane di distanza si è andato a verificare il corretto funzionamento dello scaricatore Venturi montato sul gruppo di riduzione dell'impianto di distillazione. Per fare ciò è stato sufficiente monitorare per mezzo del pirometro ad infrarossi la temperatura presente sulla parte bassa del separatore. Le temperature forniscono un'indicazione del corretto funzionamento del separatore perché nel caso in cui lo scaricatore non fosse in grado di gestire la condensa in arrivo, si creerebbe un battente di liquido eccessivo a monte dello scaricatore, tale da provocare un allagamento del separatore con una diminuzione delle temperature superficiali delle tubazioni e del separatore.

Ciò non è avvenuto, come dimostrato dalle temperature riscontrate sulla parete esterna del separatore (170,8°C) prossima alla temperatura di saturazione a 9 bar che è di 175,35°C.

Un ulteriore indicatore del corretto funzionamento dello scaricatore sono i rumori prodotti dalla valvola di riduzione di pressione: infatti in caso di allagamento del separatore il vapore trascinerrebbe con sé gocce di liquido nel riduttore di pressione con conseguenti vibrazioni e rumori non riscontrati nella realtà.

Bucket test 29/01/2014

Nel gruppo di riduzione dell'impianto di disalcolazione invece il separatore risulta essere integralmente ricoperto da materiale isolante, rendendo impossibile quindi un'analisi delle temperature sulle superficie del separatore.

Si è deciso di procedere con un nuovo bucket test per analizzare il funzionamento degli scaricatori collocati nell'impianto di disalcolazione con carichi parziali di condensa dato che solo una parte dell'impianto risultava essere in funzione come si vede dai grafici delle portate di vapore per i giorni interessati dalle prove:

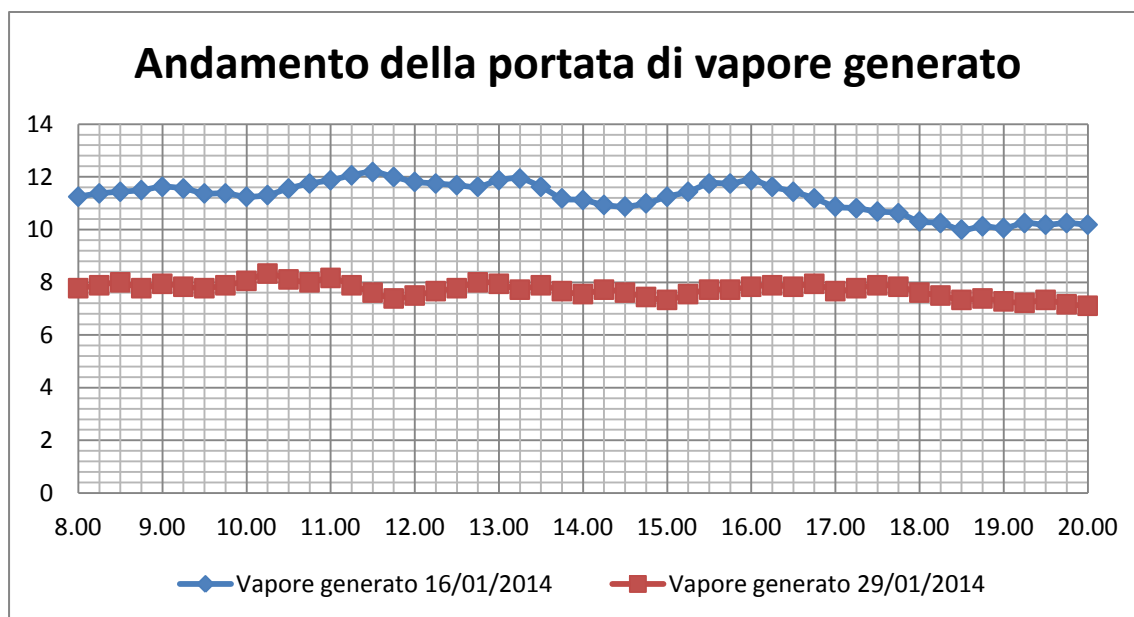


Figura 49: Portate di vapore generato in t/h misurate nei giorni delle prove effettuate

Da cui si vede che nel giorno 29/01/2014 la portata generata in caldaia rimane per tutto l'arco della giornata inferiore rispetto al giorno 16/01/2014, in cui è stata eseguita la prima prova.

Raccolta dati:

	Trap	T	T _i	T _f	M _i	M _f	T ₁	T ₂	P
		[s]	[°C]	[°C]	[kg]	[kg]	[°C]	[°C]	[bar]
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	420	16,9	47,5	6,44	8,015	170,8	103	9
New	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	420	16,8	42,0	5,96	6,635	172,6	100	9

Tabella 40

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ε
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	11,7125	1,7875	4019	0,1324	86,76

New	Size ¾" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	3,9872	1,7985	4058	0,3109	68,92
------------	---	--------	--------	------	--------	-------

Tabella 41

In questo caso si nota come la perdita di vapore risulta essere praticamente identica per i due scaricatori. mentre si ha una notevole riduzione dell'efficienza di entrambi gli scaricatori rispetto al caso di funzionamento nominale, e soprattutto si nota che l'efficienza relativa allo scaricatore a secchiello rovesciato risulta essere superiore rispetto a quella dello scaricatore Venturi.

Bisogna però specificare che fino ad ora il metodo di calcolo delle perdite di vapore è stato esattamente quello proposto nella norma UNI EN 27841, si vuole vedere ora come cambino i risultati qualora si tenga conto delle due modifiche proposte in precedenza, quindi tenendo conto che:

1. solo la superficie bagnata internamente dal liquido assume la temperatura dello stesso mentre la rimanente parte rimane a temperatura ambiente

Bucket test 16/01/2014

Gruppo riduzione distilleria

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ε
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	44,6938	5,2348	11777	0,1049	89,52
New	Size ¾" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	27,7662	1,8053	4069	0,0611	93,90

Tabella 42

Gruppo riduzione disalcolazione

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ε
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	41,2706	4,3294	9723	0,0949	90,51
New	Size: 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	21,8878	2,1551	4863	0,0895	91,05

Tabella 43

Bucket test del 29/01/2014

Gruppo riduzione disalcolazione

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ε
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	11,7507	1,7493	3933	0,1296	87,04
New	Size 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	4,0187	1,7670	3987	0,3054	69,46

Tabella 44

Confrontando questi nuovi risultati con quelli ottenuti in precedenza si riscontrano delle variazioni delle portate di condensa e vapore molto piccole e soprattutto un aumento solo marginale dell'efficienza di entrambi i tipo di scaricatore.

Si può dedurre quindi che la temperatura assunta dalla massa del calorimetro, essendo questa piccola ed essendo piccolo anche il calore specifico dello stesso calorimetro ,

comporta degli errori del tutto marginali nel calcolo delle perdite di vapore e dell'efficienza degli scaricatori.

2. È presente dispersione termica allo scaricatore per i dispositivi non termicamente isolati:

Dal calcolo fatto precedentemente, al cap 9.5, è risultato che a causa della dispersione termica verso l'esterno ed a causa dell'impossibilità ad isolare termicamente gli scaricatori a secchiello rovesciato, si ha una formazione di condensa pari a 17,22 kg/h a carico nominale e di 5,22 kg/h a carico ridotto. Tale condensa non è dovuta a perdite termiche sulla linea di distribuzione del vapore ma è dovuta al funzionamento dello scaricatore e quindi costituisce una perdita di energia associata alla trappola di vapore.

Per tener conto, di questo fatto, è sufficiente sottrarre tale portata alla condensa scaricata e sommarla alla portata di vapore scaricato, e quindi calcolare nuovamente l'efficienza dello scaricatore:

Bucket test del 16/01/2014

Gruppo riduzione distilleria

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	χ	ε
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	27,5538	22,3748	50388	0,4481	55,19
New	Size 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	27,7662	1,8053	4069	0,0611	93,89

Tabella 45

Gruppo riduzione disalcolazione

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ϵ
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	24,1306	21,4694	48215	0,4708	52,92
New	Size: 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 8,9 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	21,8878	2,1551	4863	0,0896	91,04

Tabella 46

Bucket test del 29/01/2014

Gruppo riduzione disalcolazione

Risultati:

	Steam trap	\dot{m}_l	\dot{m}_v	E(mv)	X	ϵ
		[kg/hr]	[kg/hr]	[kJ/hr]	[-]	%
Existing	Size: 3/4" Make: Spirax Type: SFB Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	6,5207	6,9793	15693	0,5170	48,30
New Prova	Size 3/4" Make: GEM Type: Sapphire Steam Press: 9,0 bar(g) Back Press: 0,0 bar(g)	4,0187	1,7670	3987	0,3054	68,46

Tabella 47

Le dispersioni termiche sono state considerate solo per gli scaricatori di tipo meccanico in quanto gli scaricatori Venturi sono stati forniti con camicia d'isolamento termico, mentre le trappole a secchiello rovesciato non possono venire isolate poiché se ne pregiudicherebbe il funzionamento. Anche in assenza di tale isolamento le dispersioni termiche in sarebbero state molto minori per lo scaricatore tipo venturi in quanto, a parità di condizioni al contorno, il venturi presenta forma più compatta e quindi superficie disperdente minore rispetto al secchiello rovesciato.

I risultati qui ottenuti mostrano che ora le portate di condensa scaricata in funzionamento nominale sono molto vicine alle portate calcolate in fase di dimensionamento, sia

nell'impianto di distillazione che in quello di disalcolazione, per entrambi gli scaricatori testati.

Ora a parità di condensa scaricata, ha senso confrontare le efficienze dei vari scaricatori e si può notare che, con funzionamento in condizioni nominali l'efficienza dello scarico aumenta di circa un 70% per entrambi gli impianti con l'utilizzo degli scaricatori Venturi rispetto agli scaricatori meccanici; con funzionamento a carico di condensa ridotto, l'efficienza dello scarico dei Venturi è circa 20 punti percentuali superiore a quella degli scaricatori meccanici.

In tutti i risultati fino ad ora riportati si è considerata come perdita l'energia associata al vapore uscente dallo scaricatore o che condensa in esso, questo perché nell'impianto produttivo è presente un sistema di ritorno della condensa. L'energia associata alla fuoriuscita di condensa, così come quella associata all'entalpia del liquido saturo alle condizioni di uscita del vapore che fuoriesce, costituiscono dei flussi di energia che vanno ad alimentare il generatore di vapore. Nel caso di un impianto in cui non sia previsto un sistema di ritorno della condensa, l'energia associata alla fuoriuscita della condensa non può comunque essere considerata una perdita, in quanto è proprio questo il compito dello scaricatore. Può invece essere considerata una perdita l'energia data dalla differenza di entalpia tra liquido saturo alle condizioni di uscita del vapore e l'entalpia dell'acqua di reintegro in caldaia moltiplicata per la portata di vapore:

$$Perdite = \dot{m}_v \cdot r + \dot{m}_v \cdot (h_l - h_{reintegrati})$$

È in oltre da porre l'attenzione sulla riduzione di efficienza nelle prove a carico di condensa ridotto rispetto al caso nominale, infatti con entrambi gli scaricatori si hanno riduzioni dell'efficienza intorno ai 20 punti percentuali, questo fatto mostra l'importanza di un dimensionamento corretto dello scaricatore.

Molto spesso nella progettazione degli impianti, soprattutto quelli più vecchi, si andavano a dimensionare gli scaricatori per le massime portate di condensa che si hanno all'avviamento dell'impianto, quindi questi scaricatori si trovano a lavorare per la maggior parte del tempo con carichi di condensa inferiori rispetto al valore nominale e quindi con efficienze molto ridotte.

In realtà negli impianti con grossa inerzia termica, che sono soggetti ad una sola accensione annuale, molto spesso la messa a regime dell'impianto è controllata manualmente, quindi non è giustificabile il sovradimensionamento dello scaricatore di condensa.

Per impianti che sono soggetti a vari avviamenti durante l'anno, la messa a regime manuale dell'impianto può risultare sconveniente, per ovviare a questo fatto si può pensare di predisporre il funzionamento in parallelo di due scaricatori per riuscire a coprire l'intero carico di condensa all'avvio senza andare a sovradimensionare lo scaricatore. Nel funzionamento a regime invece si andrà ad escludere il ramo contenente il secondo scaricatore di condensa andando così a lavorare sempre nelle condizioni ottimali. Una soluzione di questo tipo ovviamente aumenta i costi per l'impianto e può essere giustificata solo nel caso in cui l'impianto sia soggetto ad avviamenti molto frequenti o sia caratterizzato da forti variazioni di carico di condensa non gestibili in modo ottimale da un unico scaricatore in tempi tali da non dar luogo ad allagamento dello scambiatore o del separatore a seconda delle applicazioni.

10 ANALISI ECONOMICA

10.1 Costo del vapore prodotto

Conoscere il costo corretto del vapore è importante per molte ragioni

- Per valutare correttamente l'economia di efficienza del processo proposto o capacità di miglioramento progetti; se il costo calcolato non è esatto , molti progetti energetici buoni possono essere persi o respinti, mentre cattivi progetti possono essere approvati per l'esecuzione
- Per servire come base per l'ottimizzazione del sistema di generazione del vapore, e minimizzare i costi
- Per valutare correttamente i progetti di cogenerazione proposti.

Il vapore viene usato per una varietà di applicazioni nel commercio e nell'industria:

- Riscaldamento di processo
- Trasmissioni meccaniche
- Produzione di energia
- Riscaldamento degli ambienti.

In impianti di produzione industriale, riscaldamento processo rappresenta una media di oltre il 60% del consumo di energia termica, prevalentemente sotto forma di vapore. Il riscaldamento di processo rappresenta anche una parte significativa dei costi operativi controllabili . Si tratta di una delle poche aree di opportunità in cui la gestione in grado di ridurre i costi operativi e migliorare i profitti.

Il vero costo del vapore

Per determinare il vero costo del vapore , abbiamo bisogno di conoscere ulteriori dettagli sul vapore in questione:

- Si tratta di vapore al punto di utilizzo o di vapore al punto di generazione?
- Da che tipo di generatore viene prodotto il vapore?
- A quale pressione viene prodotto il vapore e con quale qualità?
- Inoltre, bisogna distinguere tra il costo di produzione e il costo dei consumi.

Se l'impianto ha un solo generatore di vapore, utilizza un unico carburante e presenta un solo livello di pressione del vapore, è relativamente facile assegnare un costo per il vapore. Tuttavia, nella maggior parte dei casi, ci sono più fonti di vapore e più combustibili . Esistono anche vari livelli di pressione del vapore con più percorsi attraverso cui la pressione del vapore è ridotta, ad esempio, la pressione di vapore può essere ridotto mediante riduttori di pressione (PRV) o espansione in turbine per estrarre lavoro meccanico. In questi casi la determinazione del costo reale del vapore diventa molto più complessa.

Nella maggior parte delle aziende, il costo riferito a vapore è il costo medio di generazione in un determinato tasso di produzione. I costi operativi di carburante totale, elettricità, acqua, additivi chimici, lavoro, manutenzione, ammortamenti, interessi, spese generali e amministrative, sono divisi per la quantità totale di vapore prodotto. Questo

può essere un comodo riferimento finanziario aziendale, ma non è particolarmente utile per la gestione del sistema a vapore per minimizzare i costi. Per questo motivo, abbiamo bisogno di un metodo migliore per la contabilità dei costi vapore.

Calcolo del costo di generazione di vapore

La prima fase è quello di calcolare il costo di produzione del vapore dalla caldaia (s):

1. Combustibile (C_F)
2. Approvvigionamento di acqua grezza (C_W)
3. Trattamento compresa l'acqua di alimentazione della caldaia chiarificazione, addolcimento, demineralizzazione (C_{BFW})
4. Potenza di pompaggio dell'acqua di alimentazione (C_P)
5. Ventilatore aria comburente (C_A)
6. Oneri di fognatura per la caldaia di spurgo (C_B)
7. Smaltimento di ceneri (C_D)
8. Controllo delle emissioni ambientali (C_E)
9. Materiali di manutenzione e manodopera (C_M)

Calcolare il costo di produzione di vapore è relativamente facile. Il costo totale di produzione di vapore, C_G , è la somma di tutti questi contributi individuali, espressa in euro per tonnellata di vapore generato:

$$C_G = C_F + C_W + C_{BFW} + C_P + C_A + C_B + C_D + C_E + C_M \quad [€/t]$$

In linea di principio, si dovrebbero calcolare le singole componenti di costo rigorosamente alle condizioni specifiche del sito. In pratica, di solito è sufficiente utilizzare una approssimazione:

$$C_G = C_F (1 + 0,30)$$

Il numero 0,30 rappresenta un valore tipico per la somma delle componenti di costo da 2 a 9 di cui sopra, tuttavia, potrebbe essere maggiore in strutture più piccole, o in quelle che utilizzano carbone e biomasse. Normalmente, i costi di manutenzione potrebbero essere considerati fissi, piuttosto che variabile, ma se la struttura presenta più caldaie e vi è la possibilità di chiudere uno o più di esse se il tasso di produzione di vapore si riduce, quindi costi di manutenzione dovrebbero essere più propriamente considerati variabile.

Nel caso dello stabilimento di produzione di alcolici preso in esame nel capitolo precedente, il generatore di vapore viene alimentato dalla vinaccia essiccata e solo in caso di necessità da biogas, quindi il combustibile non costituisce un costo per lo stabilimento in quanto è uno scarto di lavorazioni precedenti. Solo recentemente si è iniziato ad utilizzare la vinaccia essiccata come biomassa nella produzione di pellet; nel caso della distilleria, la vinaccia essiccata non utilizzata nel generatore di vapore, viene venduta per la produzione di mangimi industriali. Si può quindi considerare, come costo del fuel, il prezzo a cui verrebbe venduta la vinaccia essiccata. Considerato questo mancato guadagno si può assumere come costo della vinaccia essiccata il prezzo a cui viene venduta per la produzione di mangimi industriali. Tale prezzo è molto variabile

durante l'anno ma si può assumere un costo medio annuo di 90 €/t. Successivamente viene svolta una valutazione del costo di produzione del vapore ne caso più tradizionale di caldaia alimentata da gas naturale.

- Assumendo che l'acqua in ingresso al generatore sia a 85°C e a pressione ambiente, quindi con un contenuto entalpico (h_{in}) di 356,64 kJ/kg e che il vapore generato sia saturo secco a 8,5bar quindi con un contenuto di entalpia (h_{out}) di 2770,80 kJ/kg;
- Assumendo un rendimento di generazione del vapore di 0,8
- Assumendo una portata media oraria di vapore generato di 10,33 t/h ricavata dalle misurazioni fatte sulle portate di acqua elaborate dalle pompe di alimentazione del generatore di vapore, nei tre periodi produttivi dell'anno, come segue:

Periodo di riferimento	Portata [t/h]	Durata [h]
1° [1/9-31/12]	13,5844	2363
2° [1/1-30/4]	9,5714	2759
3° [1/5-30/6]	6,2735	1380

Tabella 48: dati relativi ai consumi di acqua nel generatore di vapore nell'anno 2010

Moltiplicando ciascuna portata per la durata del periodo di riferimento si ottengono le masse di acqua utilizzata, quindi dividendo per le 6502 ore totali di funzionamento si ottiene una portata media annua oraria di 10,33t/h.

- Assumendo per la vinaccia essiccata un potere calorifico inferiore PCI = 18960 kJ/kg ed un costo di 90 €/t

Dalla definizione del rendimento

$$\eta = \frac{\Delta \text{energia fluido}}{\text{energia entrante fuel}} = \frac{\dot{m}_l \cdot (h_{out} - h_{in})}{\dot{m}_f \cdot PCI}$$

Si ricava la portata media oraria di combustibile utilizzato nel generatore di vapore \dot{m}_f :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_l \cdot (h_{out} - h_{in})}{\eta \cdot PCI} = \frac{10,33 \cdot (2770,80 - 356,64)}{0,8 \cdot 18960} = 1644,10 \quad [\text{kg/h}]$$

che equivale ad un consumo specifico di combustibile di 0,15916kg per ogni kg di vapore prodotto. Moltiplicando quest'ultimo valore per il vapore risparmiato dalla sostituzione dello scaricatore si ricava il fuel risparmiato. Prendendo in esame la sostituzione dello scaricatore nell'impianto di disalcolazione, di cui si dispone anche di dati a carico ridotto, dalle tabelle 36 e 37 si ricavano dei risparmi di vapore rispettivamente di:

- 19,3143 [kg/h]
- 5,2117 [kg/h]

A cui corrispondono dei risparmi di fuel di:

- 3,0740 [Kg/h]
- 0,8296 [kg/h]

Ipotizzando ora che le 6502 ore di funzionamento annuali siano divisibili in ugual modo in ore di funzionamento a pieno carico e ore di funzionamento a carico ridotto, si ottiene un risparmio annuo di combustibile di 12,69 tonnellate/anno a cui corrisponde un risparmio annuo in termini monetari di 1142 €/anno che rappresenta l'utile annuo relativo all'intervento effettuato. Tenendo presente che il costo di generazione del vapore è maggiore rispetto al costo del combustibile, per la presenza di altre componenti di costo oltre al fuel, secondo quanto presentato nel paragrafo 9.1 si ha un costo di generazione del vapore pari a:

$$C_G = C_F \cdot (1 + 0,3) = 90 \cdot 1,3 = 117 \quad [\text{€/t}]$$

La disponibilità annua in termini monetari generata dall'investimento risulta quindi pari a:

$$117 \cdot 12,69 = 1485 \quad [\text{€/anno}]$$

Oppure tenendo conto dei soli costi del combustibile la disponibilità annua generata dall'investimento sarà:

$$90 \cdot 12,69 = 1142 \quad [\text{€/anno}]$$

10.2 Indici di valutazione economica

Il maggiore costo d'acquisto degli scaricatori Venturi, rispetto agli scaricatori tradizionali, è giustificabile se porta ad un risparmio in termini monetari tale da coprire nel più breve tempo possibile l'investimento iniziale. Tenendo conto dei soli costi di combustibile nella generazione del vapore, si vanno ora ad analizzare i principali indici economici utilizzati per la valutazione dell'investimento.

- PB o tempo di ritorno dell'investimento calcolabile come l'investimento di capitale iniziale diviso l'utile annuo.
L'unica voce di costo dell'investimento è il prezzo d'acquisto della trappola di vapore e dal listino del produttore si ricava il prezzo dello scaricatore GemVenturi modello Sapphire 3/4" con coibentazione che è di 730 €

$$PB = \frac{U}{I_0} = \frac{730}{1142} = 0,64 \text{ anni} \approx 8 \text{ mesi}$$

- Valore attuale netto o VAN definito come:

$$VAN = \left[\sum_{i=1}^n U_i \cdot (1 + a)^{-i} \right] - I_0$$

In cui n lo si assume pari ai 10 anni di vita garantita dello scaricatore, ed il tasso di attualizzazione (a) legato al costo del denaro e alla rischiosità dell'investimento, lo si assume pari al 6%

Anno	flusso di cassa attualizzato	flusso di cassa cumulato
0	-730	-730
1	1077,51	347,51
2	1016,52	1364,03
3	958,98	2323,01
4	904,70	3227,71
5	853,49	4081,20
6	805,18	4886,38
7	759,61	5646,00
8	716,61	6362,59
9	676,04	7038,64
10	637,78	7676,42

Tabella 49: VAN

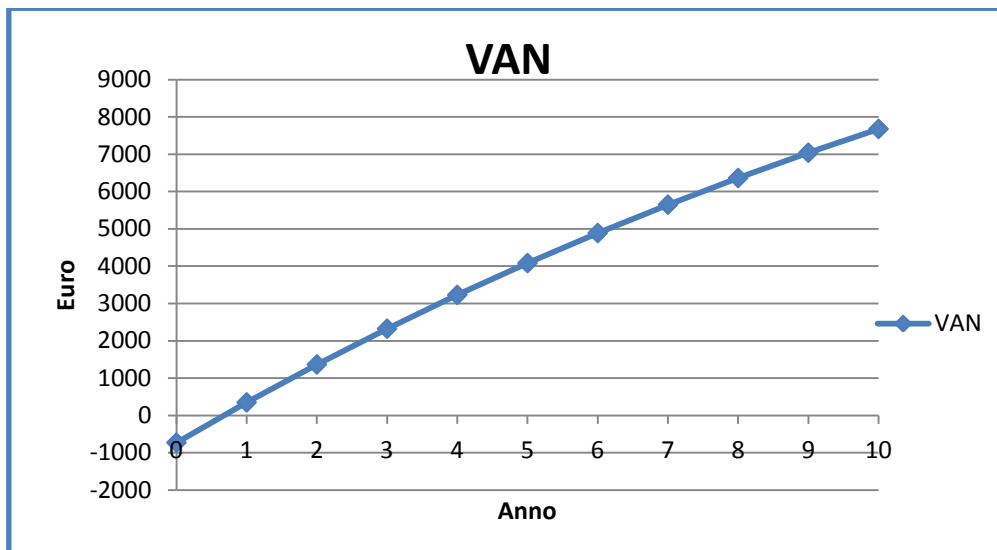


Figura 50: Andamento del flusso di cassa cumulato

- IP indice di profittabilità è un valore proporzionale al guadagno netto realizzato partendo dall'unità di moneta investita $IP = \frac{VAN}{I_0} = \frac{7676,42}{730} = 10,52$

I valori PB, VAN e IP così ottenuti giustificano ampiamente l'investimento fatto sugli scaricatori di condensa tipo Venturi nello stabilimento di distillazione Bonollo.

Ipotizzando invece una produzione di vapore da gas naturale, che costituisce lo scenario più tradizionale, e assumendo:

- Portata media annua di vapore prodotto come nel caso precedente;
- Rendimento del generatore di vapore 90%;
- PCI del gas naturale 34541,1 kJ/Sm³
- Costo del GN 0,4 €/Sm³

- Densità ρ del GN alle condizioni standard 0,7168 kg/m³

Procedendo come sopra si ricava un consumo specifico di fuel di 0,1415 kg_{fuel}/kg_{vapore}; ricavando ancora il vapore risparmiato nell'impianto di disalcolazione dalle tabelle 36 e 37 ed ipotizzando le 6502 ore di funzionamento dell'impianto per metà a pieno carico e metà a carico parziale, si ottiene una disponibilità monetaria annua di 1320 €/anno, con tempi di ritorno dell'investimento di 0,7 anni, un VAN nei 10 anni di 8984,00 € ed un indice di profitto IP di 12,30.

Come si può vedere i risultati sono molto simili a quelli ottenuti al caso di alimentazione del generatore di vapore con vinaccia essiccata.

I risultati ottenuti dall'analisi degli indicatori economici, in riferimento alla sostituzione dello scaricatore nell'impianto di disalcolazione, possono sembrare fin troppo incoraggianti e possono portare qualche dubbio sulla correttezza dell'indagine svolta. È necessario, quindi, ricordare che entrambi gli scaricatori sostituiti, pur non trovandosi in condizione di bloccaggio in posizione aperta, non funzionavano correttamente in quanto era presente, e ben visibile, una fuoriuscita di fluido dalla trappola anche quando questa si trovava in posizione di chiusura. Questa condizione di malfunzionamento, dovuta all'usura delle guarnizioni e della tenuta del dispositivo meccanico, porta ad una perdita di vapore superiore rispetto ad uno scaricatore, dello stesso tipo e con le stesse dimensioni, nuovo e perfettamente funzionante. Con il metodo di prova utilizzato si sono quantificate le perdite di vapore, e di conseguenza il risparmio di fuel, nel caso di reale funzionamento dello scaricatore, che risulta essere diverso dal funzionamento ideale di uno scaricatore nuovo. La comparazione tra scaricatori perfettamente funzionanti, che è stata eseguita al capitolo 8, è un requisito fondamentale per l'ottenimento dei Titoli di Efficienza Energetica.

10.3 Titoli di Efficienza Energetica ottenibili

Questo tipo di tecnologia, già comunque economicamente vantaggiosa, può essere ulteriormente stimolata qualora si riuscisse a conseguire TEE dall'investimento effettuato.

L'ottenimento di TEE renderebbe l'investimento sugli scaricatori orifizio Venturi maggiormente appetibile ed economicamente conveniente sia per l'utente finale che dalla prospettiva della società E.S.Co.

La valutazione dei TEE ottenibili viene fatta secondo la proposta di scheda tecnica standardizzata presentata nel capitolo 8. Ad oggi, non esistendo schede tecniche analitiche o standardizzate e si dovrebbe procedere con una valutazione a consuntivo di risparmi di energia primaria.

Considerando lo scaricatore situato nell'impianto di distillazione, utilizzando il modello di calcolo della proposta di nuova scheda tecnica ed assumendo:

- Scaricatori da ¾"
- Pressione del vapore di linea 9 bar
- Ore di funzionamento dello scaricatore 6502 ore, come al Capitolo 10.2

Dalla tabella 25 riferita ad un funzionamento per 9 mesi anno (6570 ore), con una pressione di 9 bar e scaricatori da 20mm si ottiene un risparmio di energia primaria di 1,24 tep/anno.

Applicando un coefficiente di durabilità “ τ ” di 3,36 ed un coefficiente di addizionalità “a” del 100% si ottiene un Risparmio Netto Integrale di 4,17 TEE/anno.

Assumendo un il valore cautelativo per il prezzo dei TEE di 95 €/TEE si ottiene una disponibilità di 396 €/anno.

Sommando tale disponibilità monetaria alla disponibilità legata al risparmio di fuel generato dall’investimento di ha una disponibilità annua complessiva di 1538 €/anno per i primi 5 anni in cui vengono riconosciuti i TEE, mentre dal sesto anno la disponibilità sarà soltanto quella legata al risparmio di fuel.

Con tale disponibilità annua si possono calcolare nuovamente gli indici di valutazione economica ottenendo un tempo di ritorno dell’investimento di circa 6 mesi, un VAN di 9344 €, ed un indice di profittabilità di 12,8.

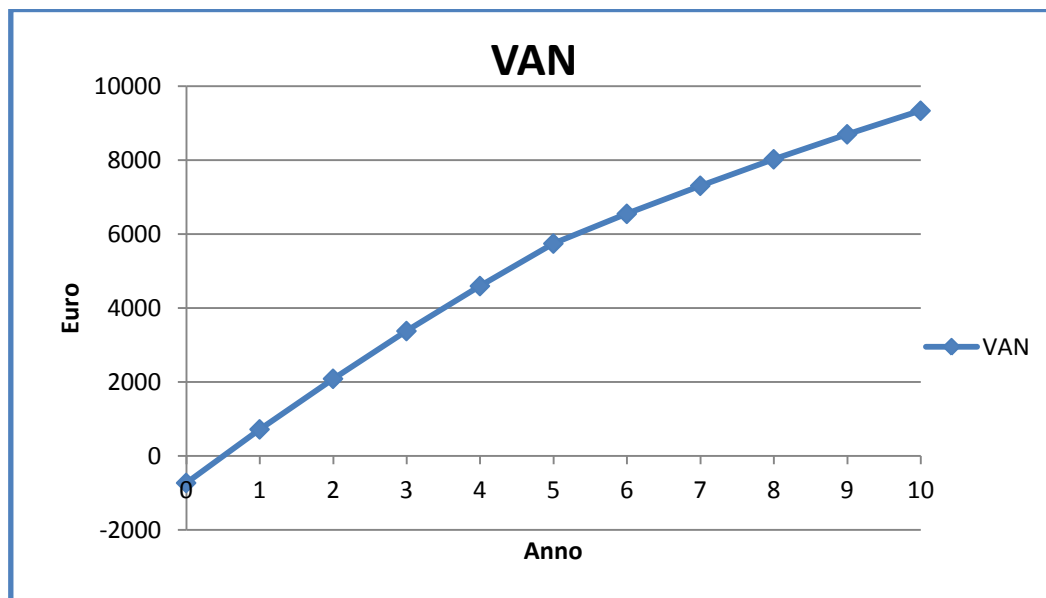


Figura 51: andamento del VAN considerando i TEE ricavati dall’investimento

11 CONCLUSIONI

Da questi calcoli semplificati si vede come l'ottenimento di TEE, dall'investimento effettuato, generi un' ulteriore disponibilità economica che rende maggiormente appetibile l'investimento.

Si ricorda ancora una volta che i risultati a livello economico fin troppo ottimistici, sono dovuti al fatto che gli scaricatori presi in esame nello stabilimento di distillazione erano guasti. Per una stima del risparmio di vapore e quindi risparmio economico, ottenibile dalla sostituzione di scaricatori di condensa perfettamente funzionanti, si deve fare riferimento a quanto riportato nel Capitolo 8.

Inoltre bisogna ricordare che l'analisi economica dell'investimento è stata fatta sulla base del modello delle norma UNI EN 27841 rivista secondo quanto riportato al capitolo 9.6, mentre l'algoritmo di calcolo proposto al capitolo 8 fa riferimento a dati sperimentali ottenuti seguendo pari passo la norma UNI EN 27841.

Confrontando i valori ottenuti dall'algoritmo di calcolo applicati agli scaricatori testati nello stabilimento di distillazione, con i risultati ottenuti dai bucket test eseguiti, si vede come i valori calcolati siano in linea con i valori misurati.

	Risparmio di vapore misurato con bucket test	Risparmio di vapore calcolato con algoritmo test
	[kg/h]	[kg/h]
Distilleria	3,43	3,51
Disalcolazione	2,17	3,51

Tabella 50: differenza tra i valori misurati e calcolati

Le discrepanze sono dovute al fatto che, mentre i risultati del bucket test costituiscono una "fotografia istantanea" del funzionamento dello scaricatore, con l'algoritmo di calcolo proposto al capitolo 8 si ottengono dei risultati relativi ad un funzionamento con carichi di condensa variabili. Questa variabilità dei carichi esiste realmente nel funzionamento degli impianti a vapore, quindi si può concludere che il modello di calcolo proposto al capitolo 8 approssimi meglio, rispetto al bucket test, quella che è la reale condizione di funzionamento dello scaricatore.

ALLEGATO 1: PROPOSTA DI NUOVA SCHEDA TECNICA

Scheda tecnica – Sostituzione di scaricatore di condensa con dispositivo più performante

1. Elementi Principali

1.1 Descrizione dell'intervento

Categoria di intervento	<i>[IND-FF] Processi industriali: interventi diversi dai precedenti, per l'ottimizzazione dei processi produttivi e dei layout d'impianto finalizzati a conseguire una riduzione oggettiva e duratura dei fabbisogni di energia finale a parità di quantità e qualità della produzione</i>
Vita Utile	5 anni
Vita Tecnica	20 anni
Settore di intervento	Industriale
Tipo di utilizzo	

1.2 Calcolo del risparmio di energia primaria

Metodo di valutazione	Valutazione Standardizzata
Coefficiente di addizionalità	100%
Unità fisica di riferimento (UFR)	Scaricatore di condensa automatico con date dimensioni e data pressione di linea

Risparmio Specifico Lordo (RL) di energia primaria [tep /anno/N_{UFR}]

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
2190 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,01	0,03	0,05	0,08	0,20	0,32	0,82	1,28
	2	0,02	0,06	0,10	0,16	0,40	0,62	1,60	2,50
	3	0,02	0,08	0,15	0,23	0,59	0,92	2,36	3,68
	4	0,03	0,11	0,19	0,30	0,77	1,21	3,10	4,84
	5	0,04	0,13	0,24	0,37	0,96	1,50	3,83	5,98
	6	0,05	0,16	0,28	0,44	1,14	1,78	4,55	7,10
	7	0,05	0,18	0,33	0,51	1,31	2,05	5,25	8,21
	8	0,06	0,21	0,37	0,58	1,49	2,32	5,95	9,29
	9	0,07	0,23	0,41	0,65	1,66	2,59	6,64	10,37
	10	0,07	0,26	0,46	0,71	1,83	2,86	7,32	11,43
	11	0,08	0,28	0,50	0,78	2,00	3,12	7,99	12,48
	12	0,09	0,30	0,54	0,84	2,16	3,38	8,65	13,52

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
4380 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,02	0,06	0,10	0,16	0,41	0,64	1,64	2,56
	2	0,03	0,11	0,20	0,31	0,80	1,25	3,20	5,00
	3	0,05	0,17	0,29	0,46	1,18	1,84	4,71	7,37
	4	0,06	0,22	0,39	0,61	1,55	2,42	6,20	9,69
	5	0,08	0,27	0,48	0,75	1,91	2,99	7,66	11,96
	6	0,09	0,32	0,57	0,89	2,27	3,55	9,09	14,20
	7	0,11	0,37	0,66	1,03	2,63	4,10	10,50	16,41
	8	0,12	0,42	0,74	1,16	2,97	4,65	11,90	18,59
	9	0,13	0,47	0,83	1,30	3,32	5,18	13,27	20,74
	10	0,15	0,51	0,91	1,43	3,66	5,72	14,63	22,86
	11	0,16	0,56	1,00	1,56	3,99	6,24	15,98	24,96
	12	0,17	0,61	1,08	1,69	4,33	6,76	17,31	27,04

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
6570 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,02	0,09	0,15	0,24	0,61	0,96	2,46	3,84
	2	0,05	0,17	0,30	0,47	1,20	1,87	4,80	7,50
	3	0,07	0,25	0,44	0,69	1,77	2,76	7,07	11,05
	4	0,09	0,33	0,58	0,91	2,32	3,63	9,30	14,53
	5	0,11	0,40	0,72	1,12	2,87	4,49	11,48	17,94
	6	0,14	0,48	0,85	1,33	3,41	5,33	13,64	21,31
	7	0,16	0,55	0,98	1,54	3,94	6,15	15,75	24,62

	8	0,18	0,63	1,12	1,74	4,46	6,97	17,85	27,88
	9	0,20	0,70	1,24	1,94	4,98	7,78	19,91	31,11
	10	0,22	0,77	1,37	2,14	5,49	8,57	21,95	34,30
	11	0,24	0,84	1,50	2,34	5,99	9,36	23,97	37,45
	12	0,26	0,91	1,62	2,53	6,49	10,14	25,96	40,56

ENERGIA PRIMARIA [tep/anno]									
7880 h/anno		DN [mm]							
		8	15	20	25	40	50	80	100
Pressione [bar]	1	0,03	0,10	0,18	0,29	0,74	1,15	2,95	4,61
	2	0,06	0,20	0,36	0,56	1,44	2,25	5,75	8,99
	3	0,08	0,30	0,53	0,83	2,12	3,31	8,48	13,25
	4	0,11	0,39	0,70	1,09	2,79	4,36	11,15	17,42
	5	0,14	0,48	0,86	1,35	3,44	5,38	13,77	21,52
	6	0,16	0,57	1,02	1,60	4,09	6,39	16,35	25,55
	7	0,19	0,66	1,18	1,85	4,72	7,38	18,90	29,53
	8	0,21	0,75	1,34	2,09	5,35	8,36	21,40	33,44
	9	0,24	0,84	1,49	2,33	5,97	9,33	23,88	37,31
	10	0,26	0,93	1,65	2,57	6,58	10,28	26,33	41,13
	11	0,29	1,01	1,80	2,81	7,19	11,23	28,74	44,91
	12	0,31	1,09	1,95	3,04	7,78	12,16	31,13	48,65

Tabelle 51: RSL riferito alle ore di funzionamento annuo

Dove le durate in mesi sono riferite a:

3 mesi: funzionamento stagionale ininterrotto della durata di tre mesi o funzionamento per 8 ore al giorno per 5 o 6 giorni alla settimana per tutto l'anno, per una durata complessiva compresa tra 1875 e 2253 ore.

6 mesi: funzionamento stagionale ininterrotto della durata di sei mesi o funzionamento per 16 ore al giorno per 5 o 6 giorni alla settimana per tutto l'anno, per una durata complessiva compresa tra 3754 e 4505 ore.

9 mesi: funzionamento ininterrotto per la durata di 9 mesi per una durata complessiva di 6570 ore.

12 mesi: funzionamento ininterrotto per i 12 mesi dell'anno escluso un 10% di ore per la manutenzione, per una durata complessiva di 7880 ore.

Risparmio Lordo

$$RL = RSL \cdot N_{UFR}$$

Risparmio Netto (RN)

$$RN = RL \cdot a$$

Coefficiente di durabilità

$$\tau = 3,36$$

Quote dei risparmi di energia primaria [tep/anno]

Risparmio netto contestuale (RNc)

$$RNc = RN$$

Risparmio netto anticipato (RN_a)

$$RN_a = (\tau - 1) \cdot RNc$$

Risparmio netto integrale (RNI)	$RNI = RNC + RNA$ $= RN$ $\cdot \tau$
Tipo di Titoli di Efficienza Energetica riconosciuti all'intervento	Tipo 2 o 3

12 BIBLIOGRAFIA

- [1] L'efficienza energetica nel settore industria, ENEA, Luglio 2011.
- [2] Dall'Energy Manager ai fornitori di servizi certificati, Ing. Sergio Camillucci, Materiale tratto da un intervento dell'autore al seminario "Fabbisogni di qualificazione e certificazione di competenze, servizi e sistemi per l'efficienza energetica e le fonti rinnovabili", Bologna, Febbraio 2011.
- [3] I titoli di efficienza energetica, cosa sono e come si ottengono i "certificati bianchi" alla luce della nuova delibera EEN 9/11, A cura del Gruppo di Lavoro ENEA sui certificati bianchi, Febbraio 2012.
- [4] Il meccanismo dei certificati bianchi, Ing. Luigi De Sanctis e Ing. Daniele Ranieri, ENEA-UTEE/IND, Aprile 2013
- [5] Lo studio FIRE sulle proposte di progetto e di programma di misura: analisi e prime valutazioni dei risultati ottenuti, Enrico Biele, Stefano D'Ambrosio, Dario Di Santo, Giuseppe Tomassetti, FIRE, Convegno ENEA, Dicembre 2012
- [6] Rapporto annuale efficienza energetica 2011, Rino Romani, ENEA Dicembre 2012.
- [7] Linee guida del meccanismo (allegato A alla delibera EEN 9/11), AEEG, Marzo 2012.
- [8] UNI CEI EN 16001: Sistemi di gestione dell'energia, Requisiti e linee guida per l'uso
- [9] Decreto Ministeriale 20 Luglio 2004: Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico e sviluppo delle fonti rinnovabili, di cui all'art. 16, comma 4, del D. Lgs. 23 maggio 2000, n. 164.
- [10] Decreto Ministeriale 20 Luglio 2004: Nuova individuazione degli obiettivi quantitativi per l'incremento dell'efficienza energetica negli usi finali di energia, ai sensi dell'art. 9, comma 1, del D. Lgs. 16 marzo 1999, n. 79.
- [11] Decreto Ministeriale 21 Dicembre 2007: Revisione e aggiornamento dei decreti 20 luglio 2004, concernenti l'incremento dell'efficienza energetica degli usi finali di energia, il risparmio energetico e lo sviluppo delle fonti rinnovabili.
- [12] Decreto Ministeriale 28 Dicembre 2012: Certificati bianchi, il Ministro dello Sviluppo Economico, il Ministro dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare
- [13] Allegato Decreto 28 Dicembre 2012 "Certificati Bianchi 2013-2016"
- [14] Efficienza energetica sulle reti vapore degli impianti industriali, P.L. Marongiu, S. Ambu, Saras Ricerche e Tecnologie SpA, Maggio 2012.
- [15] THE ELIMINATION OF STEAM TRAPS, Frank Dickman Engineering Resources, Chicago, Maggio 1985.

- [16] Spirax Sarco Magazine, rivista semestrale n.29 primo semestre 2006, Rinaldo Fiori.
- [17] Review of Orifice Plate Steam Traps, C. B. Oland, OAK Ridge National Laboratory, Gennaio 1996.
- [18] Improving Steam System Performance, A Sourcebook for Industry, U.S. Department of Energy, Ottobre 2004.
- [19] <http://www.spiraxsarco.com/it>
- [20] <http://www.thermalenergy.com/>
- [21] <http://www.gestra.com/>
- [22] Phaseout of high pressure steam trap, Lawrence L. Guzick. Aprile 1973
- [23] Principles of Steam Trap Operation...how the four basic types maintain steam system efficiency, John Kremers, Dicembre 1981.
- [24] STEAM POWER PARTNERSHIP: IMPROVING STEAM SYSTEM EFFICIENCY THROUGH MARKETPLACE PARTNERSHIPS, Ted Jones Program Manager Alliance to Save Energy Washington, DC 1997.
- [25] Energy Efficiency Manual, Donald R. Wulfinghoff, Energy Institute Press, 1999.
- [26] Steam systems in industry: Energy use and energy efficiency improvement potentials, Einstein, Dan, Worrell, Ernst, Khrushch, Marta Luglio 2001.
- [27] Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for Breweries: An ENERGY STAR(R) Guide for Energy and Plant Managers, Galitsky, Christina, Martin, Nathan, Worrell, Ernst, Lehman, Bryan, Settembre 2003.
- [28] Steam Trap Performance Assessment, Federal Technology Alert, 2004
- [29] Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Pulp and Paper Industry, Klaas Jan Kramer, Eric Masanet, Tengfang Xu, and Ernst Worrell, Environmental Energy Technologies Division, Ottobre 2009.
- [30] Understanding Steam Traps, James R. Risko, American Institute of Chemical Engineers (AIChE), Febbraio 2011.
- [31] Failed Steam Traps: First Steps To Replacement, Kant E. Kanyarusoke, Ian Noble Jack, Mechanical Engineering Department, Cape Town, South Africa, Marzo 2012.
- [32] Spool piece per la misura di portata di fluido bifase: misura di quantità di moto e di velocità, Carlo Randaccio, 2012.
- [33] Guida per una corretta e semplice selezione dello scaricatore di condensa, Nicholson Steam Trap.
- [34] Impianti a vapore, Dati, principi di ingegneria e norme per la corretta progettazione di impianti (parte seconda), Jucker.
- [35] Rete Vapore, Informazione Tecnica, Jucker
- [36] UNI EN 26553, Scaricatori di condensa automatici: Marcatura

- [37] UNI EN 26704, Scaricatori di condensa automatici: Classificazione
- [38] UNI EN 26948, Scaricatori di condensa automatici per impianti a vapore: Prove di produzione e delle caratteristiche prestazionali
- [39] UNI ISO 6552, Scaricatori di condensa automatici: Definizione dei termini tecnici
- [40] UNI EN 27841, Scaricatori di condensa automatici per impianti a vapore: Determinazione della perdita di vapore, Metodi di prova
- [41] UNI EN 27842, Scaricatori di condensa automatici per impianti a vapore: Determinazione della portata , Metodi di prova
- [42] Risparmio di energia negli impianti a vapore, informazione tecnica, Jucker Dicembre 1985.
- [43] Summary Of The Performance Analysis Of Venturi Orifice Steam Traps, A Post Graduate Thesis ,Shada Abu-Halimeh, Supervisor Dr Gavin Walker, Queen's University Belfast, Faculty of Engineering, Chemical Engineering Department February 2004
- [44] Steam Trapping Handbook, Tyco Flow Control (TFC) 2010.
- [45] Steam Trap Performance Testing, Technical Report - ST507, Armstrong, Maggio 2007
- [46] Trasmissione del Calore, Bonacina, Cavvalini Mattarolo, Cleup Editore, 1992.
- [47] Verifica degli scaricatori di condensa con metodi basati sulle temperature, Thermal Energy International, INC.
- [48] <http://www.bonollo.it/>
- [49] Analisi e sviluppo di interventi finalizzati al risparmio energetico e alla minimizzazione dell'impatto ambientale in un impianto di distillazione per la produzione di alcolici, Matteo Stevanella, tesi di laurea magistrale in ingegneria energetica anno accademico 2012-2013
- [50] Comunicazioni personali con Dott. Bianchi Luca di Thermal Energy International
- [51] Steam trap performance and process plant efficiency, *David Ratcliffe*, Energy Management News, Volume 10 Number 1, Marzo 2004
- [52] Steam System Efficiency Improvements in Refineries in Fushun, China Project Design Document *Prepared by Sachu Constantine and Kerry Phillips*, Luglio 2003
- [53] Energy and cost saving through the installation of low maintenance steam traps, Withington Hospital, Manchester, Mr John Tucker, Agosto 2000.
- [54] Energy Saving Project Glycerine Distillation Plant, Richard Town, Engineering Department, Croda Universal Ltd
- [55] STEAM TRAPS Saving Energy and Reducing Waste, Andrew Davies, Manchester Metropolitan University, Faculty of Science and Engineering Department of Engineering and Technology March 2005

[56] Steam Metered Trial of the energy savings made by conversion to GEM steam traps, Merck Sharp & Dohme Hoddesdon, Settembre 2007

[57] Long Sutton GEM Trap Trial results, Sam Mawby Grant Bailey Simon Franks, Thermal Energy International

[58] Federal Incentive Awards Program Remarks on Presenting the Award to Lawrence L. Guzick, extracted from the speech of Jimmy Carter, May 18, 1977

[59] Bilancio Energetico Nazionale 2012, Ministero per lo Sviluppo Economico, Dipartimento per l'Energia.

13 RINGRAZIAMENTI

Per la redazione di questa tesi i ringraziamenti vanno naturalmente alla mia relatrice, Prof.ssa Giovanna Cavazzini che mi ha seguito con molta disponibilità ed attenzione, all'Ing. Giovanni Bartucci, di Bartucci S.p.A., che mi ha permesso di svolgere questo lavoro, all'Ing. Matteo Stevanella e al Dott. Luca Bianchi per il fondamentale aiuto che mi hanno dato.

Un ringraziamento sincero a tutti i professori che ho incontrato nel corso di questi anni perché ogni esperienza didattica vissuta con loro mi ha dato un insegnamento di importante.

Se questa tesi può rappresentare un inizio della mia attività lavorativa, rappresenta sicuramente la conclusione di un ciclo di studi, un traguardo importante della mia vita cui hanno contribuito, in differenti modi, molte persone. Un ringraziamento speciale va sicuramente ai miei genitori, Paola e Luigi e a tutta la mia famiglia che mi ha incoraggiato e spronato lungo tutto il percorso di studio. A loro devo molto e se oggi sono arrivato a questo traguardo è anche grazie ai loro sforzi e al loro fondamentale aiuto. Ringrazio poi gli amici di sempre, compagni di molte avventure nei "rari" momenti di distrazione dallo studio.