

ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA  
Sede di Forlì

Corso di laurea magistrale in  
INGEGNERIA MECCANICA  
Classe LM-33

ELABORATO FINALE DI LAUREA  
In Termofluidodinamica avanzata e controlli termici

**Standardizzazione del percorso tubi di circuiti acqua  
per cogeneratori cofanati**

CANDIDATO  
Francesco Babino

RELATORE  
Prof. Ing. Marco Lorenzini

CORRELATORE  
Ing. Daniele Fattini

Anno accademico 2016-2017

Sessione II



# Sommario

<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>5</b>
<b>CAPITOLO 1 – GLI IMPIANTI COGENERATIVI .....</b>	<b>7</b>
1.1 LA COGENERAZIONE .....	7
1.2 GLI INDICI .....	9
1.3 LE TIPOLOGIE DI IMPIANTO .....	13
1.4 IL MERCATO DELLA COGENERAZIONE IN ITALIA.....	18
1.5 I MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA .....	22
1.6 LA TRIGENERAZIONE .....	24
1.7 L’AZIENDA.....	25
<b>CAPITOLO 2 – ANALISI DEI PRECEDENTI IMPIANTI.....</b>	<b>35</b>
2.1 I COMPONENTI PRINCIPALI DELL’IMPIANTO.....	35
2.2 I COMPONENTI PRINCIPALI DEI CIRCUITI ACQUA .....	42
2.3 LA SENSORISTICA PRESENTE NEI CIRCUITI ACQUA.....	55
2.3.1 <i>La misura del livello .....</i>	<i>55</i>
2.3.2 <i>La misura della pressione.....</i>	<i>57</i>
2.3.3 <i>La misura della temperatura .....</i>	<i>60</i>
2.3.4 <i>La misura della portata.....</i>	<i>64</i>
<b>CAPITOLO 3 – LA STANDARDIZZAZIONE DELL’IMPIANTO .....</b>	<b>68</b>
3.1 I COMPONENTI PRINCIPALI DELL’IMPIANTO.....	68
3.2 I CIRCUITI ACQUA .....	71
3.2.1 <i>Il circuito HT.....</i>	<i>74</i>
3.2.2 <i>Il circuito LT.....</i>	<i>78</i>
3.2.3 <i>Il circuito utenza .....</i>	<i>80</i>
3.2.4 <i>Le perdite di carico .....</i>	<i>82</i>
3.2.5 <i>I vasi di espansione.....</i>	<i>86</i>
3.2.6 <i>Il percorso tubi completo .....</i>	<i>91</i>
<b>CONCLUSIONI E RINGRAZIAMENTI .....</b>	<b>95</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>98</b>



# Introduzione

Scopo di questa tesi è la creazione di uno standard per i circuiti acqua di impianti cogenerativi containerizzati, che utilizzano motori a combustione interna alimentati a metano come unità di potenza. Questo standard verrà applicato a quattro diverse taglie di potenza del motore.

Il lavoro è stato svolto presso la ditta Costell, società forlivese specializzata nel settore, ed è stato seguito nel suo compimento dall'ing. Fattini, membro dell'ufficio tecnico dell'azienda: questo progetto si può considerare come una continuazione dell'esperienza di tirocinio maturata in precedenza, durante la quale erano stati analizzati i diversi circuiti presenti negli impianti per creare uno strumento che consentisse di calcolare in maniera semplice ed efficace le perdite di carico presenti. Tale foglio di calcolo era stato creato per poter operare un'ottimizzazione di vari componenti dell'impianto, mettendo a disposizione risultati più precisi di quelli calcolati in precedenza. Anche in questo lavoro è stata operata un'ottimizzazione di parti dell'impianto, in modo tale da poter ottenere un risparmio di spazio e facilitare le operazioni di manutenzione.

Nel primo capitolo sono stati analizzati prima gli impianti cogenerativi in generale, poi i gruppi di potenza maggiormente utilizzati in tali impianti; è stata quindi argomentata la decisione di utilizzare motori a combustione interna, tenendone in considerazione sia i pregi che i difetti ed esaminando le richieste fatte dal mercato italiano.

Successivamente ci si è soffermati sui componenti principali dell'impianto, prima in generale, poi nello specifico dei circuiti acqua, studiandone lo scopo, i principi di funzionamento e le varie tipologie disponibili sul mercato per portarlo a termine. In seguito è stata analizzata la sensoristica presente nei circuiti acqua, elencandone anche in questo caso le tipologie vendute dai produttori.

Infine, nel terzo capitolo, avendo riscontrato diverse migliorie attuabili e qualche criticità nei precedenti impianti, sono state attuate le soluzioni ottimali: quanto appreso è stato poi applicato allo standard, rendendo il percorso tubi il più semplice possibile e risparmiando sull'acquisto di componenti superflui.

Questa standardizzazione è stata pensata in maniera tale da poter essere adattata a un ampio numero di casi, per adeguarsi alle specifiche richieste del cliente senza che vi sia bisogno di adottare grandi modifiche al progetto iniziale.

Come ambiente CAD di lavoro è stato impiegato Solidworks, programma molto utilizzato da aziende operanti nel settore; del software è stata inoltre utilizzata l'aggiunta Routing, studiata per rendere più veloce il disegno di condotte.

# Capitolo 1 – Gli impianti cogenerativi

## 1.1 La cogenerazione

La cogenerazione è il processo di produzione simultanea di energia elettrica e termica attraverso l'utilizzo del medesimo impianto. I sistemi di cogenerazione vengono anche detti CHP, acronimo di *Combined Heat and Power*. Tradizionalmente per la generazione di energia elettrica è sempre stata utilizzata una centrale elettrica, che però aveva lo svantaggio di disperdere nell'ambiente grandi quantità di energia termica, molto spesso sfruttabili.

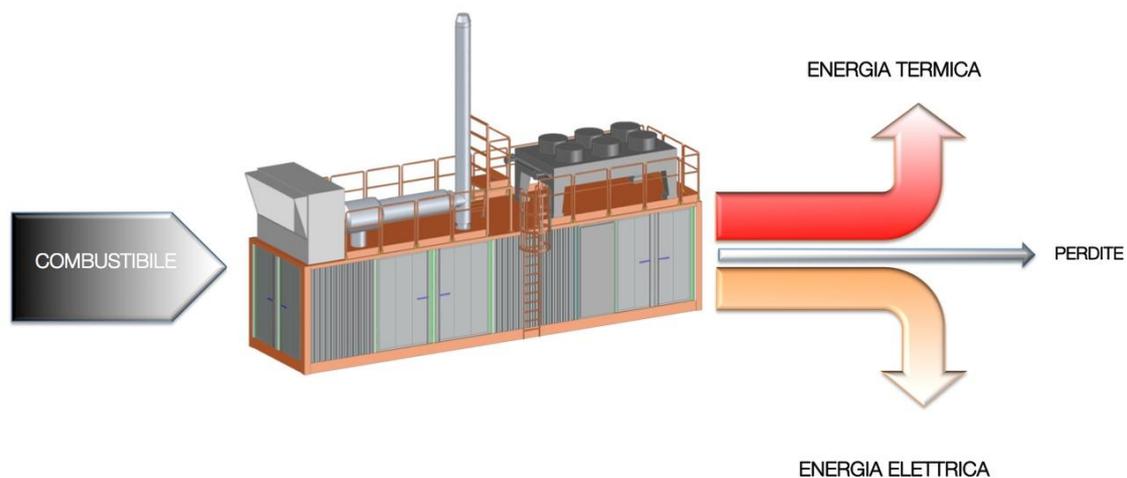


Figura 1 - Schema a scatola nera di un impianto cogenerativo

Negli ultimi anni, sia per ragioni economiche che per ragioni ambientali, è aumentato molto l'interesse verso gli impianti cogenerativi.

Attraverso un miglior sfruttamento dei combustibili primari, si riescono a ottenere efficienze complessive superiori all'80%; se inoltre l'utenza finale si trova vicino all'impianto, si riducono al minimo anche le perdite di distribuzione e trasporto dell'energia. Tutto questo non va che a favorire l'ambiente, in cui vengono riversate minori quantità di inquinanti.

Un ulteriore punto a favore della cogenerazione consiste nel risparmio del 20-25% del combustibile primario rispetto a impianti tradizionali separati.

Infine, un altro vantaggio degli impianti cogenerativi è la diminuzione dei rischi di interruzione del servizio: tali impianti infatti possono essere progettati anche per funzionare in modalità *stand alone*, fondamentale in quei contesti in cui si hanno disservizi di rete e la continuità di approvvigionamento è fondamentale.

Tuttavia, per rivelarsi vantaggiosi anche dal punto di vista economico, è necessario che rispettino alcune condizioni:

- l'utenza finale deve trovarsi vicino all'impianto, e se si hanno più utenze da soddisfare è opportuno che esse si trovino il più ravvicinate possibile;
- se si tratta di utenze civili è necessario inoltre che gli impianti siano di taglia piccola per limitare l'esposizione della popolazione agli inquinanti;

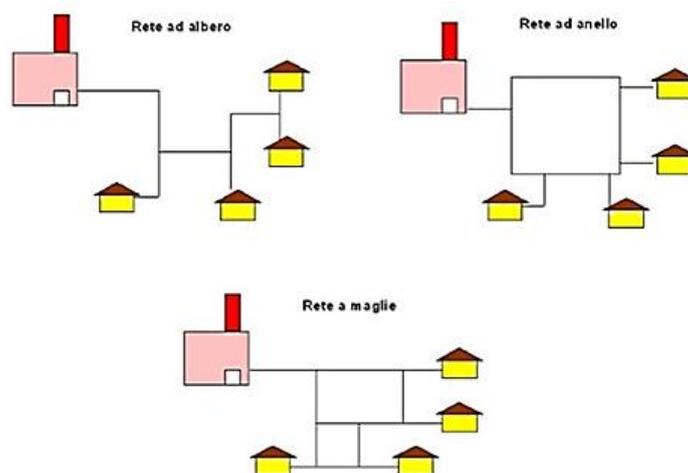


Figura 2 - Tipologie di reti di teleriscaldamento

- le richieste di energia termica ed elettrica devono essere contemporanee per la maggior parte del tempo di funzionamento;
- vi deve essere compatibilità tra le temperature messe a disposizione dall'impianto e quelle richieste dall'utenza;
- vi deve essere una certa flessibilità dell'impianto nel caso possa variare la domanda da parte dell'utenza.

## 1.2 Gli indici

Considerando la definizione di rendimento di primo principio e applicandola a un impianto cogenerativo:

$$\eta_I = \frac{E_e + E_t}{E_c}$$

dove:

$E_e$  indica l'energia elettrica prodotta;

$E_t$  l'energia termica prodotta;

$E_c = m_c H_i$  l'energia primaria sotto forma di combustibili,

si nota come tale definizione sia utile solo se si confronta l'efficienza di due impianti che utilizzano e producono le stesse forme di energia – basti notare che il valore termodinamico ed economico dell'energia elettrica e di quella termica sono spesso molto diversi.

Usando invece il rendimento di secondo principio si ha il calore pesato con il suo equivalente meccanico:

$$\eta_{II} = \frac{E_e + \eta_c E_t}{E_c}$$

con:

$\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T_u}$  rendimento di Carnot di un ciclo in cui  $T_u$  è la temperatura di invio del calore all'utenza, mentre  $T_0$  è una temperatura generica presa a riferimento, di solito pari a 0° o 25°C.

Malgrado ciò, né il primo né il secondo rendimento termodinamico ci danno un'idea dell'effettiva convenienza di un impianto cogenerativo rispetto a due impianti tradizionali a generazione separata.

Per fare un confronto tra la cogenerazione ad alto rendimento e impianti separati, negli anni sono stati utilizzati diversi indici.

Fino al 2010 la normativa italiana imponeva che si soddisfacessero delle condizioni poste per due indicatori: l'*indice di risparmio energetico* (IRE) e il *limite termico* (LT).

L'indice di risparmio energetico veniva definito dall'AEEG (Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas) come:

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{E_{tc}}{\eta_{tc}E_c} + \frac{E_{ti}}{\eta_{ti}E_c} + \frac{E_e}{\eta_e(1 - \pi_{dist})E_c}}$$

dove:

$E_{tc}$  e  $E_{ti}$  indicano le produzioni mediante cogenerazione di energia termica per uso civile e industriale;

$\eta_{tc}$ ,  $\eta_{ti}$  e  $\eta_e$  rispettivamente i rendimenti termici di generatori di calore tradizionali civili e industriali e il rendimento di un ciclo diretto convenzionale;

$\pi_{dist}$  le perdite di distribuzione dell'energia elettrica per raggiungere le utenze servite dall'impianto cogenerativo.

Il limite termico invece veniva espresso come:

$$LT = \frac{E_{tc} + E_{ti}}{E_e + (E_{tc} + E_{ti})}$$

Quest'ultimo indice valutava la percentuale di energia termica prodotta rispetto a quella totale.

Le condizioni poste su questi parametri venivano riviste annualmente. Prendendo come esempio l'anno 2010, si dovevano rispettare le seguenti condizioni:

- IRE > 10% per i nuovi impianti;
- LT > 33% per potenze sino a 10 MW.

Altro parametro utile per la scelta dell'impianto più adatto al proprio scopo è l'indice elettrico, definito come il rapporto:

$$I_e = \frac{E_e}{E_{tc} + E_{ti}}$$

Dal 2011 questi indici sono stati sostituiti dal cosiddetto PES (*Primary Energy Saving*, Risparmio di Energia Primaria), parametro concettualmente simile all'IRE, ma di più semplice formulazione.

Per la definizione del PES si incomincia valutando la differenza tra l'energia primaria immessa in impianti separati e quella immessa nell'impianto cogenerativo:

$$\Delta E_c = \left( \frac{E_t}{\eta_t} + \frac{E_e}{\eta_e} \right) - E_c$$

con:

$E_t$  e  $\eta_t$  rispettivamente energia e rendimento termico.

Il risparmio di energia primaria può quindi essere definito come:

$$PES = \frac{\Delta E_c}{\frac{E_t}{\eta_t} + \frac{E_e}{\eta_e}} = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

Si può notare come l'indice PES sia riconducibile all'IRE se si trascurano le perdite di distribuzione nella rete e si impongono uguali i rendimenti termici.

Per ottenere la qualifica di "cogenerazione ad alto rendimento" (CAR) e quindi poter usufruire degli incentivi e agevolazioni ad essi correlati, è necessario che il PES calcolato soddisfi le seguenti condizioni:

- $PES \geq 0$  per potenze minori di 1 MW<sub>e</sub>;
- $PES \geq 0.1$  per potenze maggiori o uguali a 1 MW<sub>e</sub>.

È possibile visualizzare in un piano cartesiano la zona in cui trovarsi per poter avere la certificazione. Riscrivendo la definizione di PES nella forma:

$$\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c} = \frac{1}{1 - PES}$$

si può ottenere l'equazione di un fascio improprio di rette. Questo, prendendo per esempio come valori di rendimento:

- $\eta_t = 90\%$ ;
- $\eta_e = 51\%$ ,

può essere rappresentato in un grafico come mostrato in Figura 3.

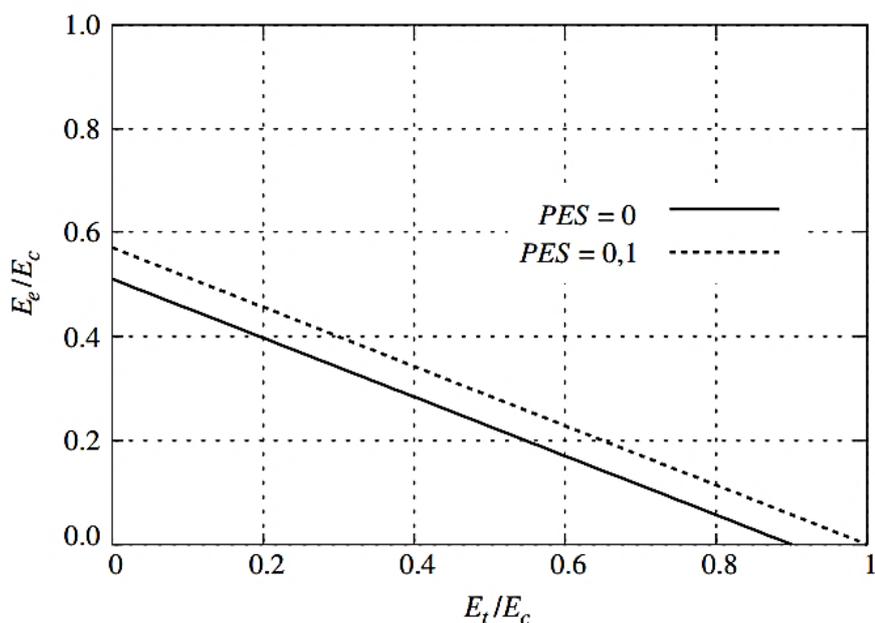


Figura 3 – Fascio di rette limite del PES

Per poter usufruire degli incentivi è necessario trovarsi al di sopra delle rette limite del PES.

In Italia, le aziende che possiedono un impianto di cogenerazione ad alto rendimento possono quindi sfruttare diversi benefici normativi, tra i quali:

- *certificati bianchi*, ossia titoli negoziabili che attestano un risparmio energetico nell'utilizzo finale di energia attraverso interventi di efficientamento energetico. La formula per il calcolo del numero dei certificati (CB o TEE, Titoli di Efficienza Energetica) cui si ha diritto ogni anno è la seguente:

$$CB = \Delta E_c \cdot 0.086 \cdot K$$

dove  $K$  è un coefficiente di armonizzazione che varia a seconda della potenza media in fase di produzione e non di quella installata.

Potenza media installata	K
$P \leq 1 \text{ MWe}$	1.4
$1 \text{ MWe} < P \leq 10 \text{ MWe}$	1.3
$10 \text{ MWe} < P \leq 80 \text{ MWe}$	1.2
$80 \text{ MWe} < P \leq 100 \text{ MWe}$	1.1
$100 \text{ MWe} < P$	1

Figura 4 - Valori di K al variare della potenza media installata

- una riduzione del carico fiscale sull'accisa presente sul gas naturale;
- la semplificazione delle condizioni tecniche ed economiche per la connessione alla rete elettrica nazionale.

### 1.3 Le tipologie di impianto

Gli impianti di cogenerazione sono in grado di soddisfare un ampio spettro di taglie e, secondo la direttiva europea 2004/08/CE, possono essere classificati in base alla potenza elettrica producibile come segue:

- *microcogenerazione*, se la potenza elettrica è inferiore ai 50 kW<sub>e</sub>;
- *piccola cogenerazione*, se si ha una taglia inferiore a 1 MW<sub>e</sub>;
- *media cogenerazione*, per gli impianti con potenza compresa tra 1 e 10 MW<sub>e</sub>;
- *grande cogenerazione*, per gli impianti di taglia superiore ai 10 MW<sub>e</sub>.

Altra classificazione possibile è in base al gruppo di potenza. Le tipologie più utilizzate sono:

- *turbine a vapore*, tra le quali le più installate sono quelle:
  - *a contropressione*, dove la portata di vapore è regolata a valle della turbina e varia a seconda delle esigenze del ciclo produttivo. La turbina quindi elabora solo parte del salto entalpico messo a disposizione dalla caldaia, lasciando il resto disponibile per il processo tecnologico e le utenze proprie di centrale. Viene utilizzata solitamente nei settori cartaceo, chimico e petrolchimico;

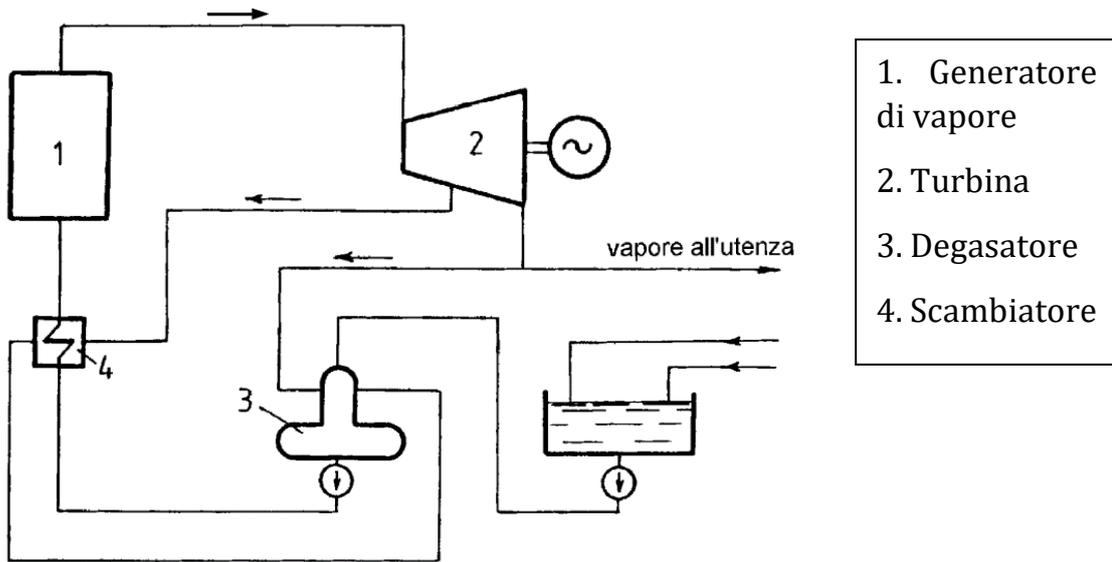


Figura 5 - Schema di impianto cogenerativo con turbina a vapore a contropressione

- *a derivazione e contropressione*, conveniente nel caso in cui si abbia bisogno di frequenti variazioni del rapporto tra energia elettrica e termica prodotte, purché entro certi limiti. Sono impianti piuttosto complessi che richiedono grossi investimenti;

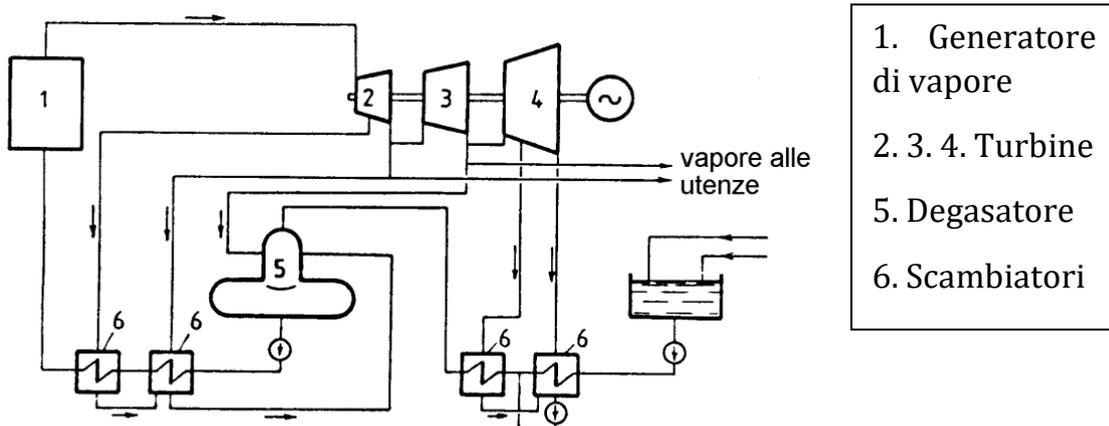


Figura 6 - Schema di impianto cogenerativo con turbina a vapore a derivazione e contropressione

- *a derivazione e condensazione*, in cui il vapore esce dall'ultima turbina alla temperatura più bassa possibile, avendo sfruttato

tutto il salto entalpico disponibile. Questa tipologia viene utilizzata nel caso in cui vi sia necessità di variare il rapporto tra le energie prodotte, con una predominanza di energia elettrica. Rispetto agli impianti a contropressione questo genere comporta però maggiori consumi specifici, a causa delle perdite di calore al condensatore;

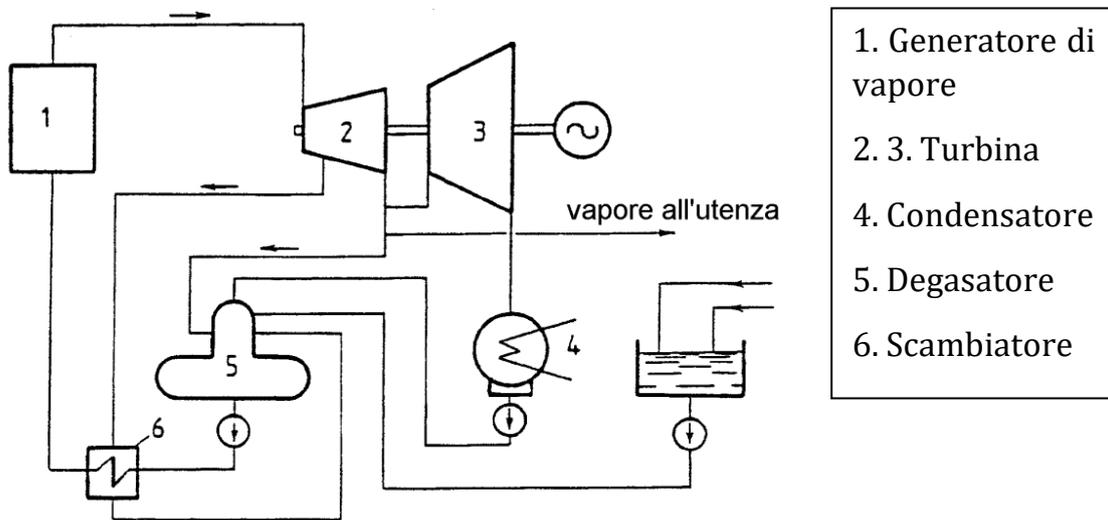


Figura 7 - Schema di un impianto di cogenerazione a derivazione e condensazione

- *turbine a gas*, suddivisibili a loro volta in:
  - *turbine a gas con recupero semplice*, nelle quali il calore presente nei gas di scarico in uscita dalla turbina è sfruttabile a una temperatura prossima ai 500°C; viene ceduto all'utenza solitamente tramite una caldaia a recupero (HRB, *Heat Recovery Boiler*). La combustione nel gruppo turbogas avviene in eccesso d'aria, per non innalzare troppo le temperature dell'aria in ingresso alla turbina e solleccitarne eccessivamente le palette. Per questo è spesso presente un postbruciatore in uscita dalla turbina, che utilizza l'ossigeno in eccesso per regolare la temperatura dei gas;

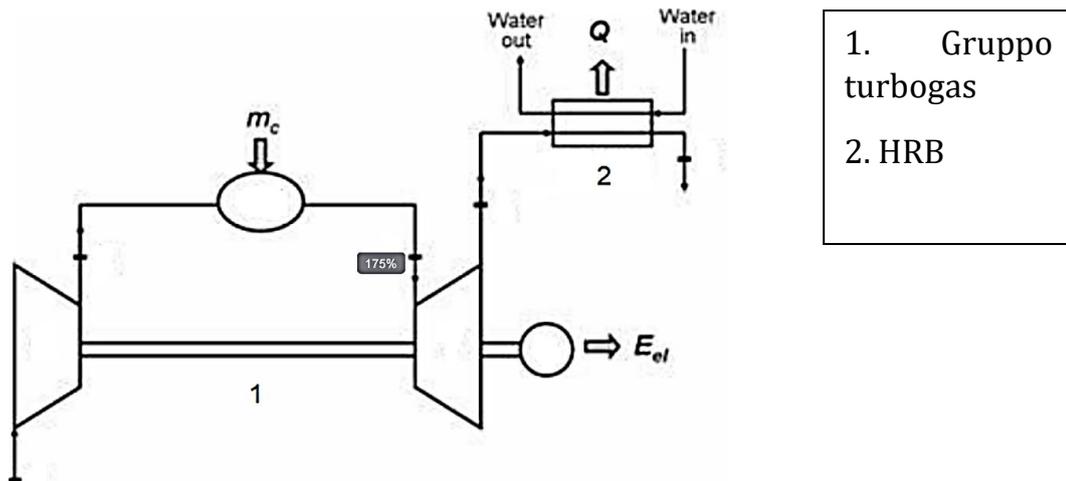


Figura 8 - Schema di un gruppo turbogas con recupero semplice

- *cicli combinati*, in cui i gas di scarico della turbina a gas vengono utilizzati in una caldaia a recupero per la creazione di vapore ad alta pressione che si andrà successivamente a espandere in una turbina. Sono impianti complessi, economicamente proponibili solo in taglie superiori ai 3.5 MW (meglio ancora se si parla di qualche decina di megawatt);

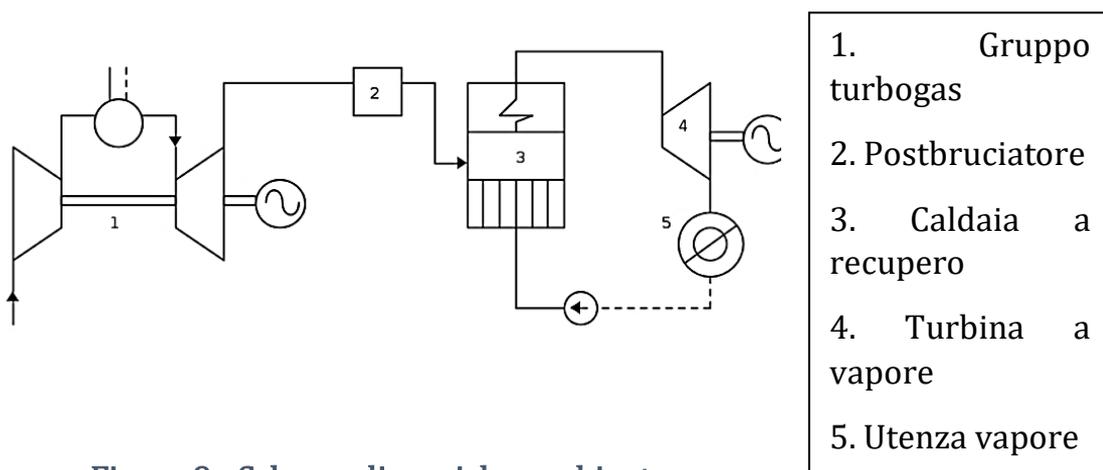


Figura 9 - Schema di un ciclo combinato

- *motori a combustione interna*: possono essere motori ad accensione per compressione (alimentati a diesel), motori ad accensione comandata (alimentati a metano) o motori *dual fuel*, a ciclo diesel, funzionanti a gas con una modesta aggiunta di diesel per dare inizio alla combustione.

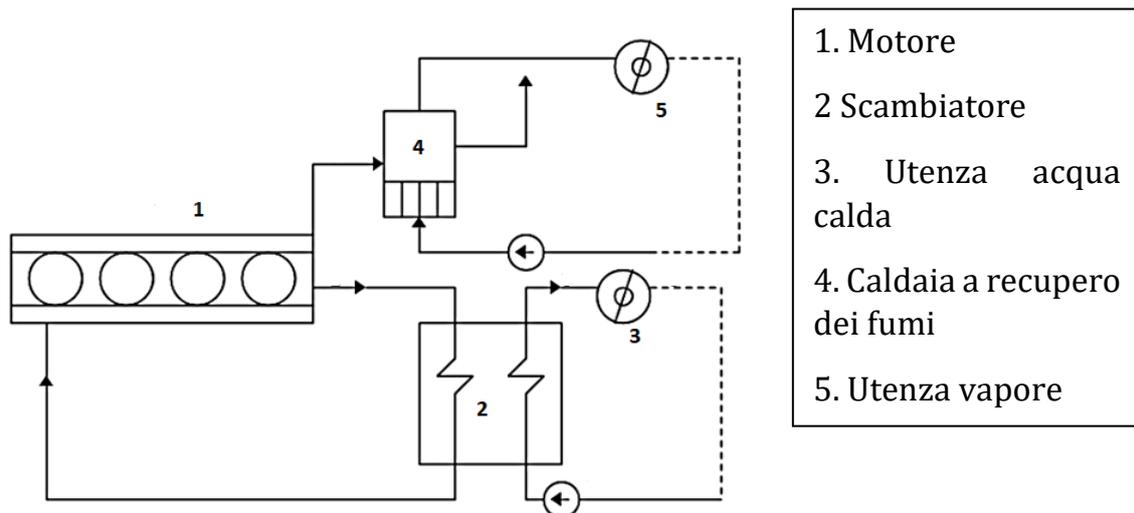


Figura 10 - Schema di impianto di cogenerazione con motore a combustione interna

Son diverse le variabili attraverso cui si possono confrontare questi impianti.

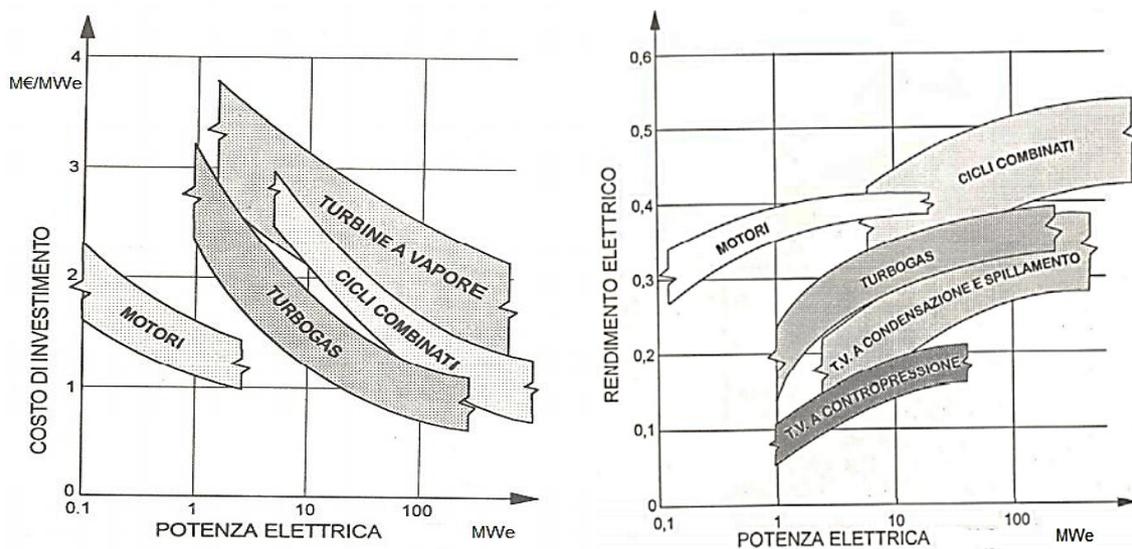


Figura 11 - Confronto tra le varie tipologie di impianto cogenerativo

Analizzando i grafici in Figura 11 è possibile notare come, nella piccola cogenerazione e negli impianti da qualche megawatt di potenza elettrica, i motori a combustione interna si prefigurino come la soluzione senz'altro più

interessante, visto il loro basso costo e il buon rendimento elettrico che riescono a ottenere.

Se si guarda al collegamento con la rete elettrica, un impianto di cogenerazione può essere:

- *a isola*, consistente nell'isolamento totale del sistema dalla rete elettrica, caso più raro che si adatta a quelle località (per esempio montane) che non riescono a essere servite dalla rete nazionale;
- *in parallelo*, con il vantaggio per il proprietario di poter vendere la propria energia in eccesso alla rete nazionale e poterne acquisire altra quando la produzione risulta insufficiente. L'allacciamento all'atto pratico non risulta semplice, in quanto deve soddisfare le norme elettrotecniche CEI, che sono in continua evoluzione.

## 1.4 Il mercato della cogenerazione in Italia

Come è possibile vedere in Figura 12, attualmente il costo finale dell'energia elettrica per uso industriale in Italia è tra i più alti in tutta l'Unione Europea, e questo resta vero anche se si trascurano le accise presenti (in viola).

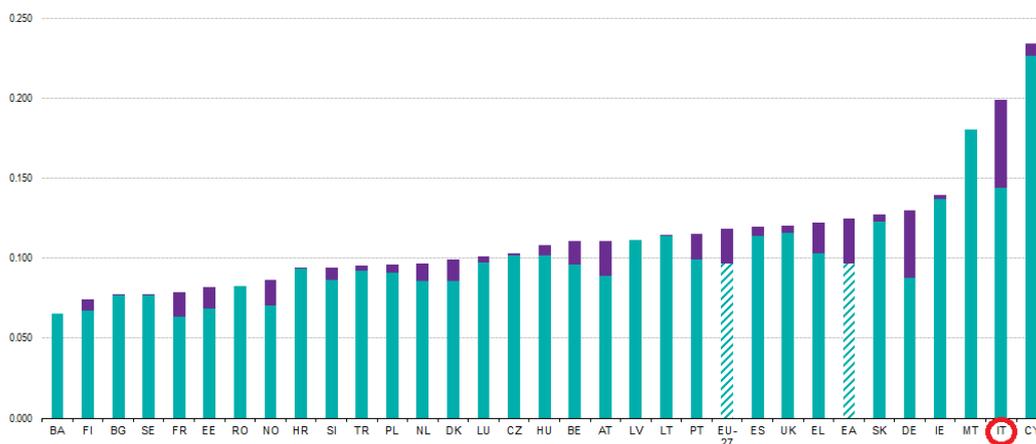


Figura 12 - Confronto del costo dell'energia nel settore industriale (in kWh) per i paesi europei nel 2012

Sono diversi i motivi che negli ultimi trent'anni hanno causato questo alto prezzo dell'energia in Italia. Tra questi vi sono:

- il limitato ruolo del carbone;
- l'assenza di impianti nucleari;
- l'utilizzo di petrolio e gas naturale in impianti di modesta efficienza.

Negli ultimi anni però, vista anche la crescente attenzione per tecnologie con un minore impatto sull'ambiente, è aumentato sempre di più l'interesse verso iniziative che promuovano:

- l'uso di energie rinnovabili, che però ancora hanno bisogno di forti incentivi per essere competitive, a causa della loro relativa giovinezza tecnologica;
- tecnologie di risparmio energetico: qui entra in gioco la cogenerazione.

Se si decide di adottare la seconda soluzione è importante innanzitutto valutare quale sia la fonte di energia primaria migliore per lo scopo.

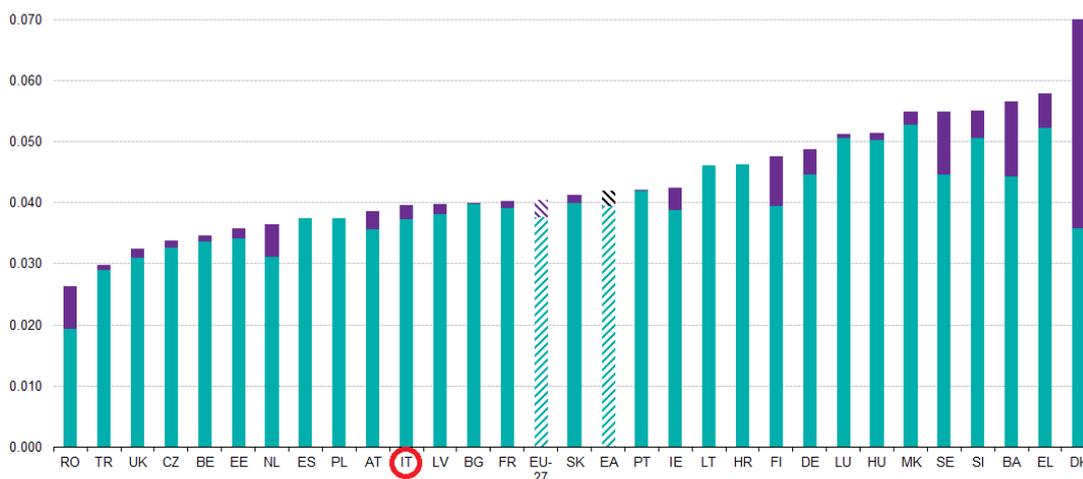


Figura 13 - Costo del metano (€/kWh) per il settore industriale per i paesi europei nel 2012

Come si nota in Figura 13, comparando il costo finale del metano tra diversi stati europei, l'Italia si trova al di sotto della media europea.

Il metano si prefigura quindi come una fonte di energia primaria dal prezzo non così elevato, che ha inoltre il grande pregio di essere un combustibile fossile molto meno impattante rispetto ai concorrenti (petrolio, carbone, ecc.).

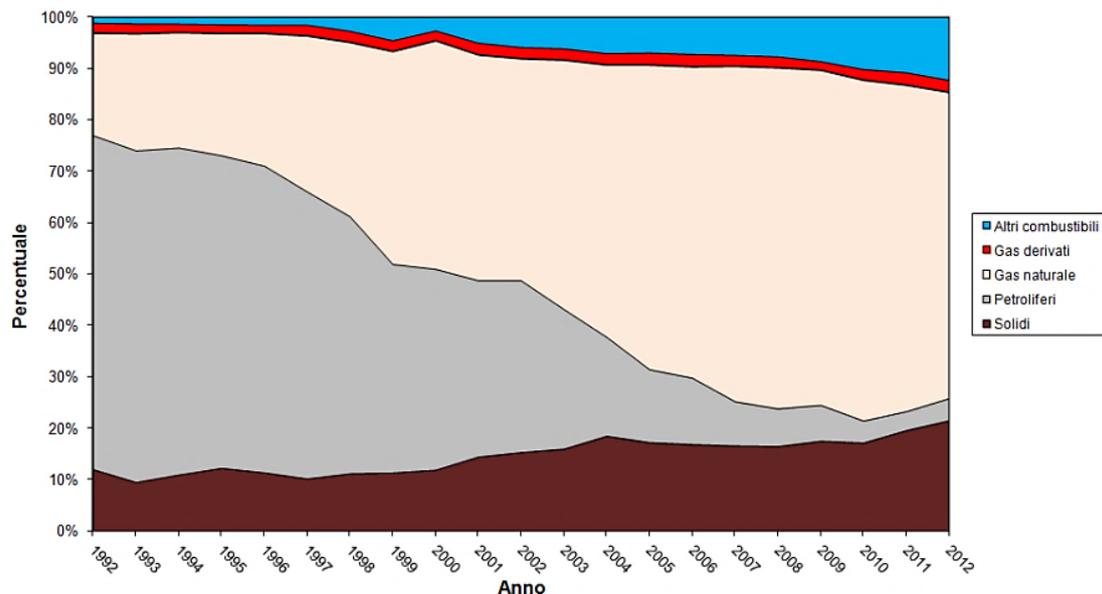


Figura 14 - Variazione percentuale delle fonti non rinnovabili in Italia

Per i motivi elencati, negli ultimi anni (quota in rosa in Figura 14) gran parte della produzione di energia elettrica da fonti non rinnovabili si è convertita a questo combustibile, attraverso la creazione o il riammodernamento di impianti che lo sfruttino in maniera sempre più efficiente. Se si prendono in considerazione i soli impianti di cogenerazione si nota come la quota che utilizza il metano sia preponderante (Figura 15).

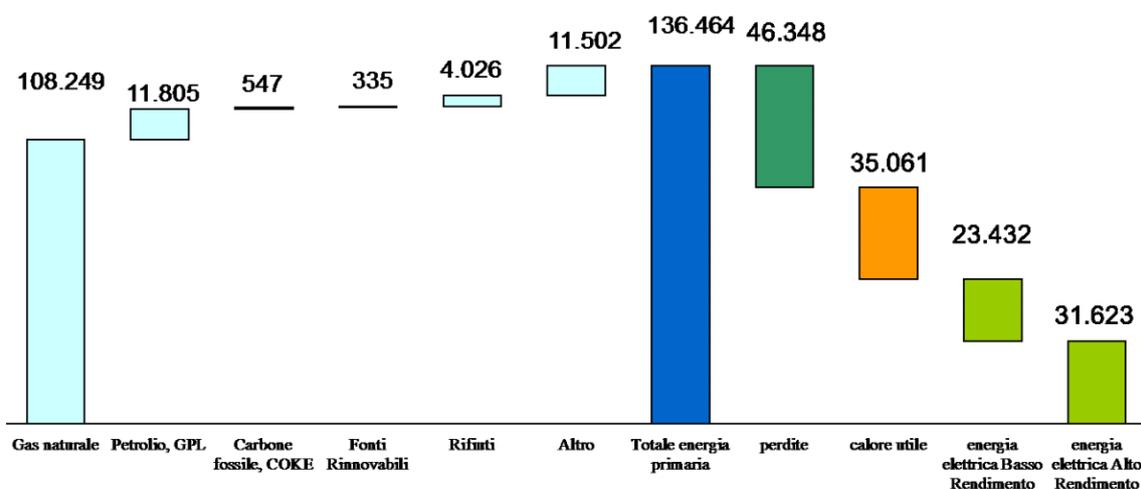


Figura 15 - Bilancio energetico complessivo in GWh per unità cogenerative in Italia al 2015

Nel precedente capitolo, confrontando le tipologie di impianti cogenerativi, si era arrivati alla conclusione che i motori a combustione interna fossero la soluzione ottimale per impianti di piccola taglia; analizzando la Figura 16, si nota come la stragrande maggioranza (87%) degli impianti di cogenerazione siano motori a combustione interna, anche se la produzione lorda di energia elettrica non supera il 15%: questo implica quindi la presenza di molti impianti di piccola taglia.

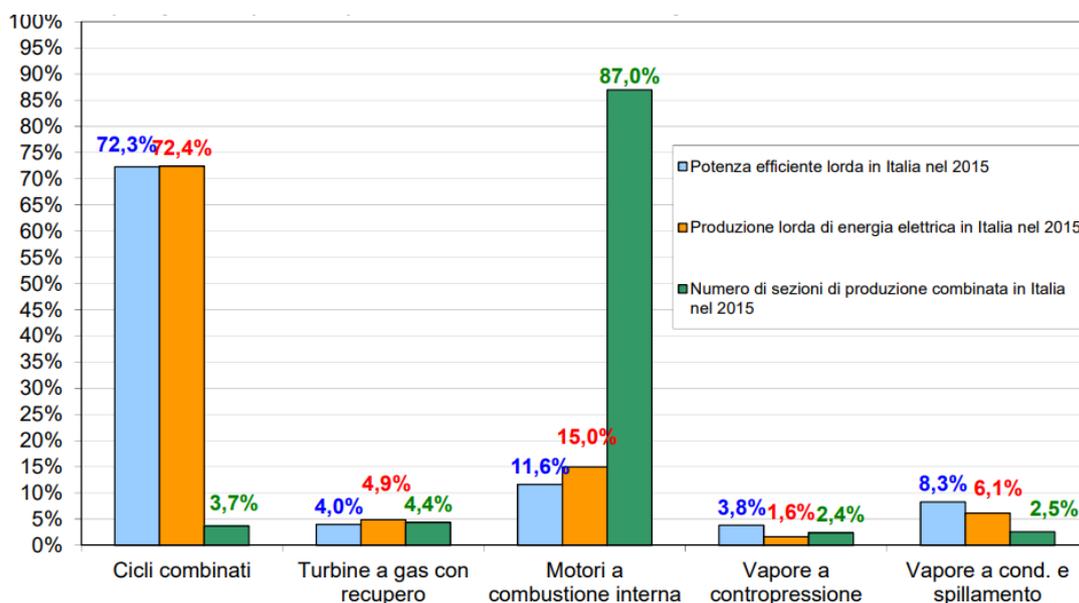
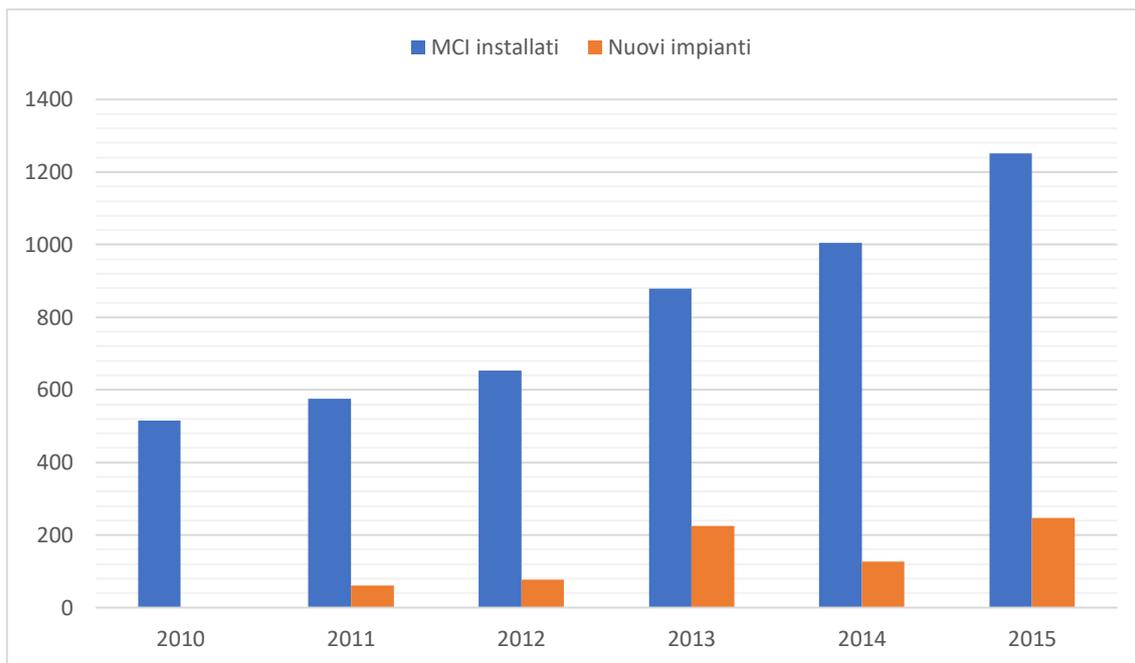


Figura 16 - Tipologie di impianti di cogenerazione in Italia al 2015

Se si prende in considerazione la sola tipologia con motore a combustione interna, si evince come il suo mercato negli ultimi anni non abbia conosciuto crisi, anzi abbia aumentato i propri numeri con l'ingresso di nuove unità di piccola taglia (Figura 17).



**Figura 17 – Sistemi con MCI installati e nuovi impianti**

## 1.5 I motori a combustione interna

Gli impianti cogenerativi che utilizzano motori a combustione interna (sui quali si focalizza il lavoro di questa tesi) si contraddistinguono per:

- l’alta flessibilità e modularità;
- l’elevata affidabilità grazie alla presenza di tecnologie consolidate;
- la lunga durata (vita media di 15 anni), che però è legata a non trascurabili costi di manutenzione;
- il costo di investimento non particolarmente elevato;
- gli alti rendimenti di conversione.

Nonostante la tecnologia matura, presentano ancora alcuni svantaggi, tra i quali:

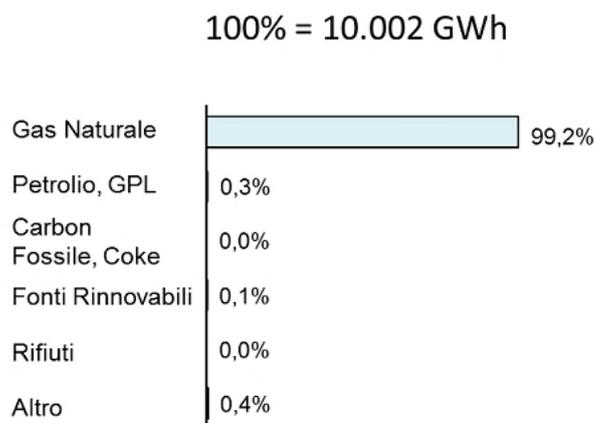
- emissioni inquinanti: le problematiche maggiori sono presenti nei motori diesel per l’abbattimento delle particelle di NO<sub>x</sub>; tuttavia, sia per motori a metano che per i diesel, si riesce ancora a rimanere entro i limiti normativi attraverso l’utilizzo di catalizzatori e altri sistemi di abbattimento posizionabili nel condotto di scarico del motore;



**Figura 18 - Esploso di un catalizzatore installabile nella linea fumi**

- vibrazioni e rumorosità, che si possono drasticamente diminuire mediante l'utilizzo di smorzatori di vibrazioni e un buon sistema di isolamento acustico delle macchine e di trattamento del rumore dei flussi d'aria e dei gas esausti.

A causa delle maggiori problematiche con gli inquinanti e del problema dello stoccaggio del combustibile (per il metano solitamente ci si allaccia alla rete di distribuzione già presente, se possibile), i motori a metano vengono scelti dalle aziende nella quasi totalità dei casi. Oltre a metano e petrolio negli ultimi anni si stanno sperimentando altre fonti, tra le quali gli oli vegetali e diversi biogas.



**Figura 19 - Combustibili di alimentazione degli impianti cogenerativi con motore a combustione interna al 2013**

I motori a combustione interna mettono a disposizione l'energia termica a diverse temperature. Il calore recuperabile è infatti presente in diversi circuiti:

- acqua di raffreddamento motore (detto in gergo HT, acronimo di *High Temperature*), che è disponibile per la produzione di acqua calda a una temperatura di poco inferiore a 100°C;
- acqua di raffreddamento intercooler, se si è in presenza di motori turbocompressi (LT, acronimo di *Low Temperature*), con temperature intorno ai 40 - 50°C;
- olio lubrificante, recuperabile solo nei motori di grossa taglia a 75 - 90°C;
- gas di scarico, che si presentano a temperature molto più elevate delle precedenti (intorno 400 - 500°C) e che quindi possono essere sfruttati anche per la produzione di vapore tramite caldaia a recupero.

## 1.6 La trigenerazione

La cogenerazione ha negli ultimi anni aperto la strada alla trigenerazione (detta anche CCHP, *Combined Cooling Heat and Power*), che aggiunge alla generazione di energia elettrica e termica l'energia frigorifera, spesso necessaria per la conservazione di prodotti freschi. Accade inoltre frequentemente che sistemi cogenerativi, applicati al settore terziario o a quello residenziale, abbiano necessità di energia termica solo in un periodo limitato dell'anno, ad esempio per provvedere al riscaldamento degli edifici. Questo obbliga l'impianto a dissipare gran parte del calore generato durante le stagioni più calde, andando a intaccare pesantemente l'efficienza complessiva e la fattibilità economica dello stesso. Associando all'impianto di cogenerazione un frigorifero ad assorbimento è possibile sfruttare il calore generato per il raffrescamento degli edifici o la creazione di celle per il mantenimento degli alimenti.

Uno dei vincoli di questi impianti è il fatto che la macchina ad assorbimento è capace di operare solo a temperature piuttosto elevate — almeno 90°C per una macchina a singolo effetto.

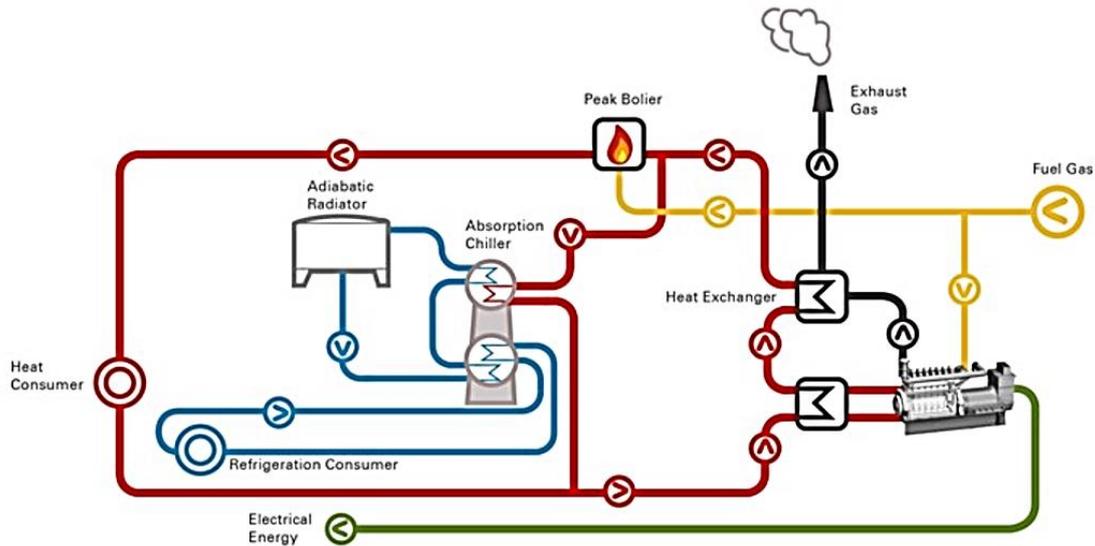


Figura 20 - Esempio tipico dei flussi di energia che si hanno in un impianto di trigenerazione

Gli impianti frigoriferi ad assorbimento maggiormente usati oggi sono:

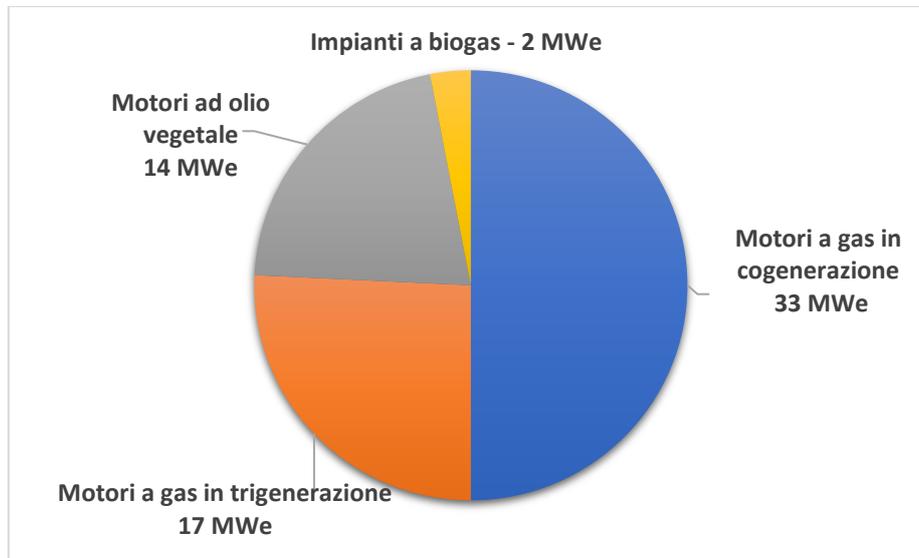
- acqua-bromuro di litio, che permettono il raggiungimento di temperature intorno ai 4°C;
- acqua-ammoniaca, adatti ad applicazioni industriali tecnicamente più performanti, con temperature che raggiungono i -60°C.

Grazie alla possibilità di impiego in un grande numero di casi (può esservi abbinato anche un impianto di condizionamento), è sempre bene tenere in conto la trigenerazione, per poter aumentare le ore annue di funzionamento di una semplice macchina cogenerativa. Questo potrebbe consentire un ulteriore risparmio per l'azienda e quindi un più breve tempo di ritorno dell'investimento.

## 1.7 L'azienda

In un contesto come quello presentato nel paragrafo 1.5 si è inserita Costell S.r.l., società forlivese nata nel 2005 all'interno di Stc S.p.a. e specializzata nella realizzazione di impianti di cogenerazione e trigenerazione di dimensioni comprese tra 0.5 e 5 MWe.

I 66 MWe di potenza installata al 2017 sono suddivisi come mostrato nel grafico a torta in Figura 21.



**Figura 21 - Potenza installata**

Nel 2016 è entrata a far parte di Sterling and Wilson Group, multinazionale leader a livello mondiale come EPC (Engineering, Procurement and Construction) contractor nel settore degli impianti di produzione di energia, rinnovabile e non. Questa acquisizione favorirà l'azienda nell'inserimento in diversi mercati esteri e le darà una maggior stabilità finanziaria.

Avendo scelto come mercato quello degli impianti cogenerativi da qualche megawatt di potenza elettrica, Costell negli ultimi anni si è specializzata in particolar modo nella progettazione di impianti di cogenerazione che utilizzino motori a combustione interna come unità di potenza: metà della potenza installata ad oggi infatti fa parte di questa tipologia di impianto.



**Figura 22 - Diagramma di flusso del lavoro svolto presso Costell**

Come EPC contractor l'azienda segue il cliente dalle fasi iniziali di studio delle richieste fino all'assistenza post-vendita.

Si incomincia con una analisi dei fabbisogni del cliente in cui si acquisiscono i dati dell'azienda necessari, tra cui le ore di produzione dello stabilimento e la richiesta media di:

- energia termica;
- energia elettrica;
- energia frigorifera, se utilizzata;
- vapore saturo (con la relativa pressione a cui dovrebbe lavorare), se utilizzato.

Si usano quindi i costi attuali dell'energia elettrica e del gas naturale che l'azienda sosterebbe (o sta già sostenendo) mediante l'uso di impianti tradizionali o l'allacciamento alla rete nazionale per fare un computo del costo totale annuo.

DATI DELL'AZIENDA		
ORE DI PRODUZIONE DELLO STABILIMENTO	8.300	h/y
CONSUMO ANNUO ENERGIA ELETTRICA	34.408.000	kWh
POTENZA ELETTRICA MEDIA	4.146	kW
CONSUMO ANNUO DI GAS NATURALE	7.597.489	Sm <sup>3</sup> /y
RICHIESTA MEDIA DI VAPORE SATURO	4.500	kg/h
PRESSIONE VAPORE	18	bar (g)

COSTI ATTUALI DI ENERGIA SENZA IMPIANTO		
PREZZO DI ACQUISTO DELL' ENERGIA ELETTRICA	132,4	€/MWh
PREZZO DI ACQUISTO DEL GAS NATURALE	0,276	€/Sm <sup>3</sup>
COSTO ANNUO ENERGIA ELETTRICA	4.555.619	€/a
COSTO ANNUO GAS NATURALE	2.096.489	€/a

Figura 23 - Esempio di raccolta dati per analisi dei fabbisogni

Una volta ricevuti questi dati si cerca la soluzione impiantistica ottimale che li soddisfi al meglio (ovvero che garantisca il massimo risparmio e quindi il minor *payback period*), a partire dalla scelta del motore.

COMPARAZIONE:	MOTORE DA 4,3 MW (CAT CG 260-V16)	MOTORE DA 4,4 MW (GE JMS 624 GS)	u.d.m.
POTENZA ELETTRICA (ISO)	4.300	4.404	kW
POTENZA ELETTRICA NETTA	4.193	4.294	kW
CONSUMO DI GAS NATURALE	9.809	9.504	kW
EFFICIENZA ELETTRICA	42,7	45,2	%
EFFICIENZA TERMICA	42,8	40,9	%

COMPARAZIONE:	MOTORE DA 4,3 MW (CAT CG 260-V16)	MOTORE DA 4,4 MW (GE JMS 624 GS)	u.d.m.
PORTATA GAS DI SCARICO	22.757	19.498	kg/h
TEMPERATURA GAS DI SCARICO	456	376	°C
VAPORE PRODOTTO DA HRSG	2.867	1.588	kg/h
POTENZA TERMICA RECUPERATA CON HRSG	1.717	951	kW
ACQUA CALDA DISPONIBILE	2.485	2.932	kW
RECUPERO TERMICO IN ACQUA CALDA	1.550	1.550	kW
RENDIMENTO PRIMO PRINCIPIO	76,0	<b>71,5</b>	%
RENDIMENTO GLOBALE AI FINI DEL VERIFICA CAR	81,8	75,3	%

COSTI ATTUALI			
COSTI ENERGETICI TOTALI	6.652.526		€/a
COSTI FUTURI			
COSTO TOTALI CON COGENERAZIONE	4.506.817	4.633.639	€/a
ENERGIA ELETTRICA VENDUTA IN RETE	375.663	1.186.863	kWh
PES	24,15	21,20	%
GUADAGNO DALLA VENDITA DEI TEE	403.800	354.900	€/a
<b>RISPARMIO ANNUO</b>	<b>2.570.170</b>	<b>2.439.064</b>	<b>€/a</b>
<b>Δ RISPARMIO ANNUO</b>	<b>+ 131.106</b>	<b>-</b>	<b>€/a</b>

Figura 24 - Esempio di confronto tra soluzioni impiantistiche

Una volta definito il gruppo di potenza si passa all'ingegnerizzazione dell'impianto, partendo con la definizione del percorso tubazioni. Questa fase si suddivide in quattro momenti:

- stesura del PFD (*Process Flow Diagram*), detto anche bilancio di massa ed energia, in cui vengono mostrate le relazioni che intercorrono tra i fondamentali componenti dei circuiti (linee di piping principali, di bypass e di ricircolo, valvole di controllo e apparecchiature principali). Si fanno quindi i calcoli necessari affinché le portate dei fluidi siano soddisfatte, alle precise temperature richieste;

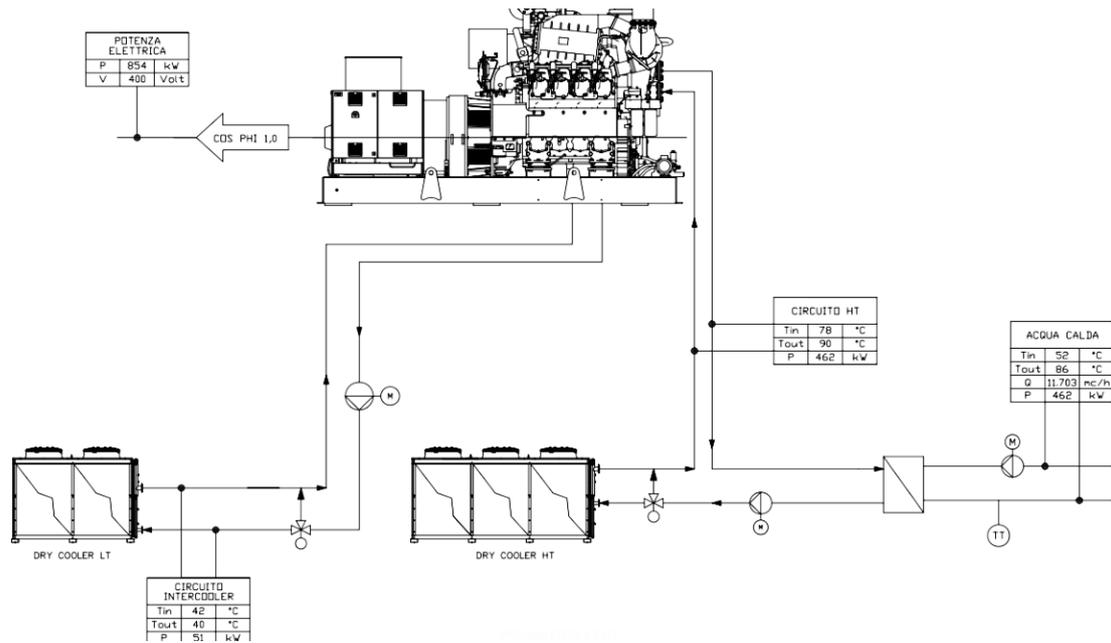


Figura 25 -Particolare di un PFD

- stesura del P&I (*Piping and Instrumentation diagram*), strumento attraverso il quale si mettono in chiaro con la propria identificazione:
  - le interconnessioni tra le apparecchiature;
  - le dimensioni delle tubazioni per ogni tratto del percorso;
  - le direzioni dei flussi dei fluidi;
  - gli strumenti di controllo;
  - il valvolame di processo;
  - la raccorderia, i drenaggi e gli spurghi;

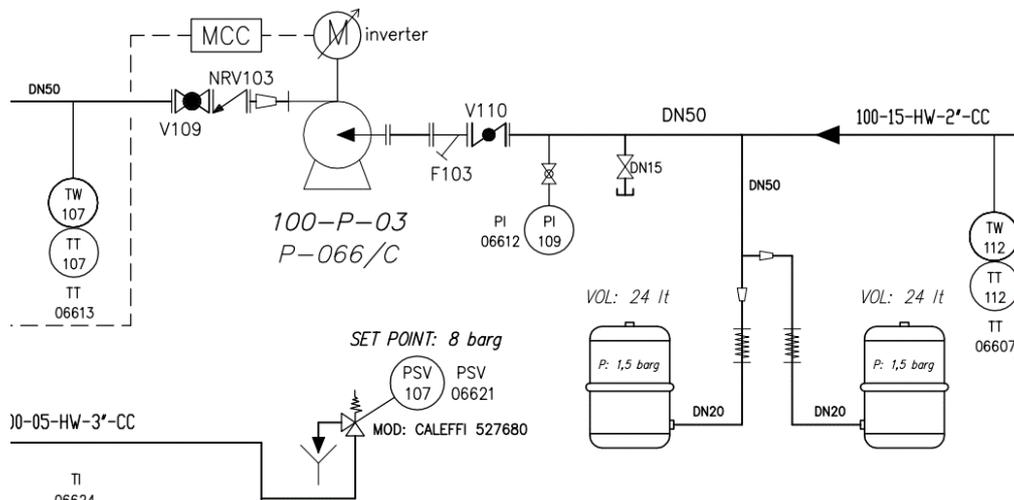


Figura 26 - Particolare di un P&I

- creazione del disegno del piping 3D: fino ad oggi è stato utilizzato il software di disegno CAD 3D Solidworks con l'aggiunta Routing, strumento di progettazione appositamente studiato per facilitare l'instradamento delle condotte. Con l'ausilio di un calcolatore si riesce quindi ad avere un'idea degli ingombri dei singoli componenti e si decide il loro posizionamento in maniera tale da ottimizzare lo spazio disponibile. Questo disegno inoltre dà al cliente una prima rappresentazione realistica del prodotto in fase di progettazione. Una volta approvato vengono messi in tavola i disegni costruttivi dell'impianto, indispensabili per la ditta che si occuperà della loro realizzazione;

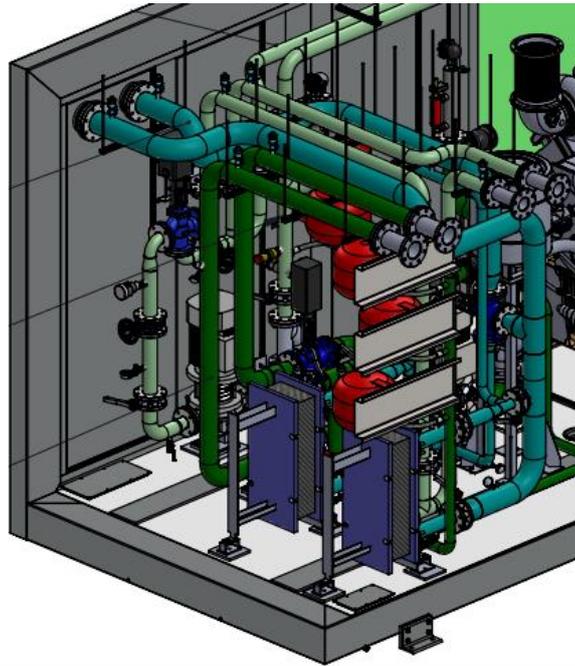


Figura 27 - Particolare di un piping 3D

- creazione dello sketch isometrico: tale disegno viene utilizzato dall'ufficio tecnico per la sua semplicità di stesura e per il fatto che in un'unica vista vengano rappresentate lunghezza, larghezza e altezza (al contrario delle viste ortogonali). In esso è possibile vedere chiaramente i punti di saldatura delle parti di condotta e le posizioni in cui vanno messi i sostegni alle queste ultime. Talvolta, in caso di progetto particolarmente differente dai precedenti, viene fatta fare a una ditta esterna la *stress analysis* dei circuiti, per valutare la risposta

delle tubazioni alle sollecitazioni esterne e agli sbalzi termici dei fluidi che vi circolano.

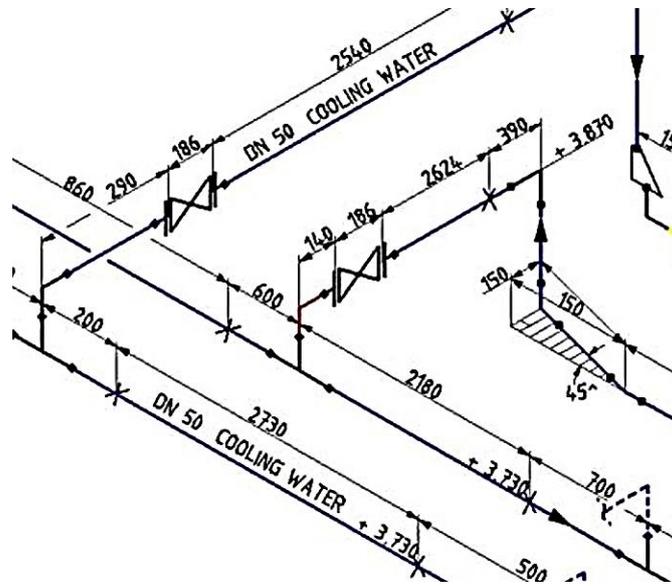


Figura 28 - Particolare di un disegno isometrico

Una volta finita la fase di ingegneria dell'impianto, la Costell incomincia l'iter autorizzativo per ottenere le abilitazioni alla costruzione e all'utilizzo dell'impianto. Tra i vari adempimenti burocratici da soddisfare ci sono:

- la raccolta dei documenti di progetto necessari per iniziare l'iter;
- la richiesta di connessione alla rete di media tensione di e-distribuzione;
- la registrazione dell'unità di produzione al portale anagrafico Terna "Gaudì";
- la stesura della Domanda di Autorizzazione Unica necessaria per la costruzione e l'esercizio dell'impianto;
- l'inoltro della Richiesta di Officina di Produzione Elettrica all'Agenzia della Dogana.
- il completamento del fascicolo tecnico PED, relativo al controllo dei rischi e alla sicurezza di tutte le apparecchiature in pressione (ad esempio tubazioni, caldaie e recipienti in pressione);
- l'ottenimento della certificazione CE;
- la redazione della SCIA (Segnalazione Certificata di Inizio Attività) al Comando dei Vigili del Fuoco.

- la compilazione dei documenti necessari per ottenere la qualifica CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento) presso il GSE (Gestore dei Servizi Energetici).

Fin dalla prima firma da parte del cliente, in contemporanea con la fase di ingegnerizzazione (Engineering) e con il procedimento autorizzativo, si svolge la fase approvvigionamento (Procurement) di tutti i componenti necessari all'impianto, richiedendo offerte a diverse ditte operanti nel settore. Viene quindi valutata quale soluzione scegliere mettendo in relazione non solo i costi, ma anche la qualità generale e il soddisfacimento delle specifiche richieste.

Concluse tutte queste procedure, viene affidato a una ditta esterna specializzata il lavoro di messa in opera del progetto (Construction). Infine, una volta che l'impianto è stato accuratamente ispezionato e validato da un addetto della ditta fornitrice dei motori, si può procedere con l'avviamento.

Seguono sotto due esempi di impianto installati negli ultimi anni.



ROCCA PAPER MILL S.r.l.

*Impianto:* cogenerativo  
alimentato a gas naturale  
con HRSG per produzione  
vapore

*Anno:* 2013

*Potenza motore:* 3.2 MWe

*Pressione vapore all'utenza:*  
18 barg

*Rendimento:* 88%

Figura 29 – Esempio di impianto 1



HUVEPHARMA S.p.a.

*Impianto:* cogenerativo  
alimentato a gas naturale  
con HRSG per produzione  
vapore, caldaia a fiamma  
diretta ed espansore

*Anno:* 2016

*Potenza motore:* 854 kW<sub>e</sub>

*Pressione vapore all'utenza:*  
2.5 barg

*Rendimento:* 82%

Figura 30 – Esempio di impianto 2

## Capitolo 2 – Analisi dei precedenti impianti

### 2.1 I componenti principali dell'impianto

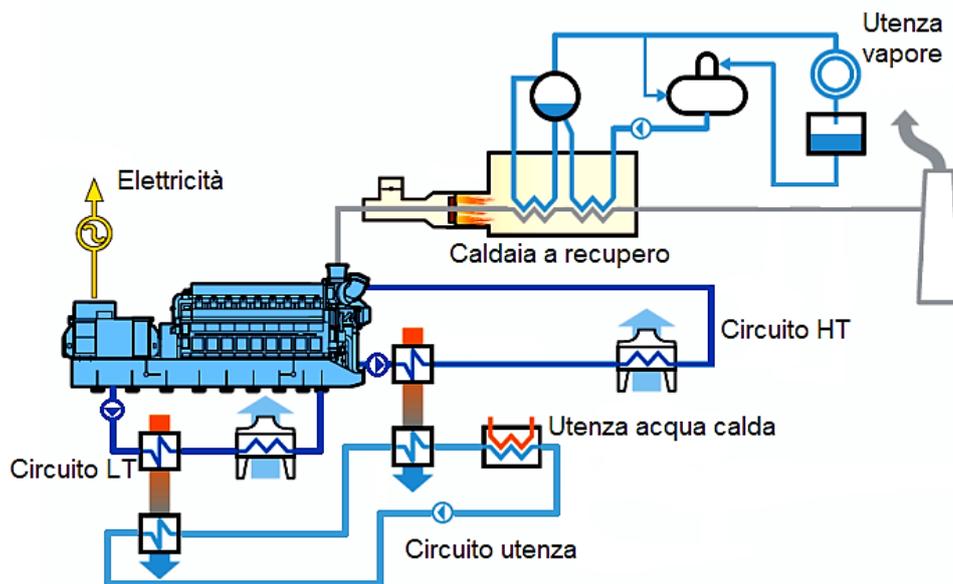


Figura 31 - Schema di impianto cogenerativo tipicamente installato

Essendo scopo di questa tesi la creazione di uno standard per gli impianti costruiti dalla ditta, il primo passo è stato quello di analizzare i precedenti impianti commissionati all'azienda, in maniera tale da trovare gli elementi in comune presenti.

Prendendo in esame la taglia dei motori costruiti negli ultimi anni si è notato come queste, in un intervallo assoluto di potenza elettrica abbastanza ristretto (qualche megawatt), abbiano assunto comunque un'ampia gamma di valori:

- 854 kWe;
- 1560 kWe;
- 2000 kWe;
- 2500 kWe;
- 3200 kWe;
- 4300 kWe;

– 7000 kWe.

In tutti i casi si tratta di motori fabbricati da Caterpillar Inc. (CAT), eccezion fatta per il motore più piccolo, prodotto dalla MTU Friedrichshafen (che fa parte della Rolls-Royce Power System AG) e quello più grande prodotto direttamente da Rolls-Royce.

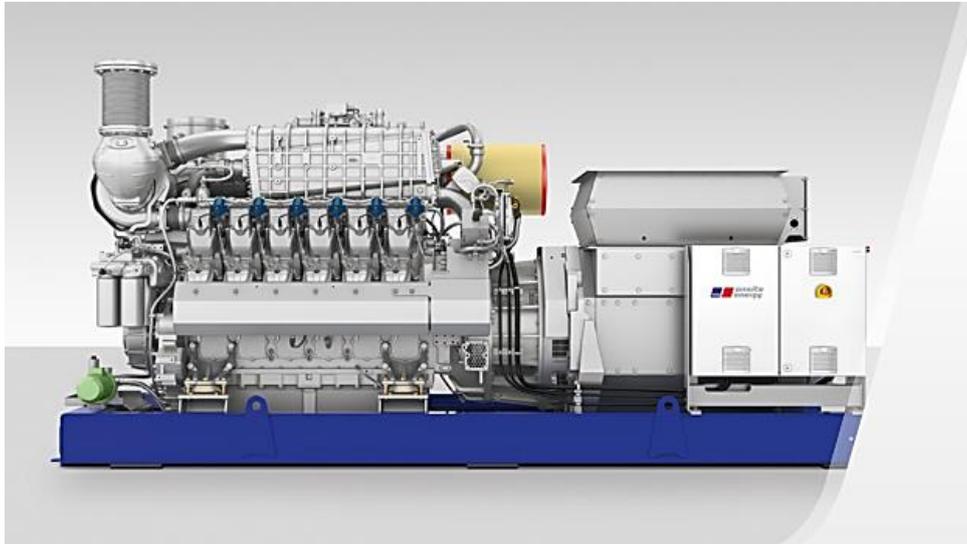


Figura 32 - Motore MTU da 854 kW

L'azienda negli ultimi anni ha progettato impianti impiegati sia all'interno di container costruiti su misura sia all'interno di edifici preesistenti. Prendendo in considerazione il caso dei container, solitamente il posizionamento dei componenti principali nel locale più grande avviene come visualizzato nella Figura 33.

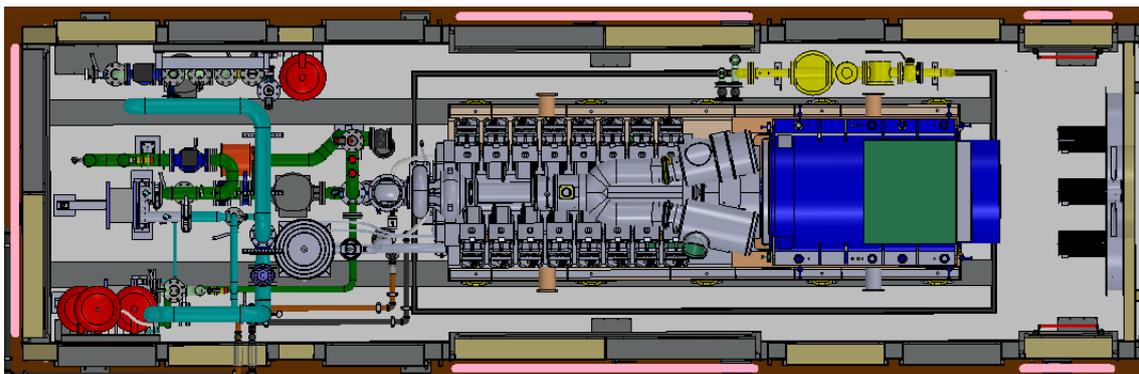


Figura 33 - Vista superiore di un impianto containerizzato

Il motore viene posizionato al centro, lungo l'asse di simmetria longitudinale, collegato direttamente all'alternatore (in blu in figura).

Sempre in Figura 33 è possibile visualizzare le aperture attraverso le quali accedere al container, evidenziate in rosa. L'apertura nella parte anteriore (a sinistra) è necessaria per inserire il motore nel container e avere i circuiti acqua immediatamente accessibili, in caso di manutenzione. Le porte nella zona centrale sono specificamente richieste dai fornitori dei motori per poter accedere agevolmente al motore, nel caso si debba intervenire su quest'ultimo. Infine, è presente una coppia di porte nella zona posteriore per facilitare l'installazione del sistema di ventilazione.

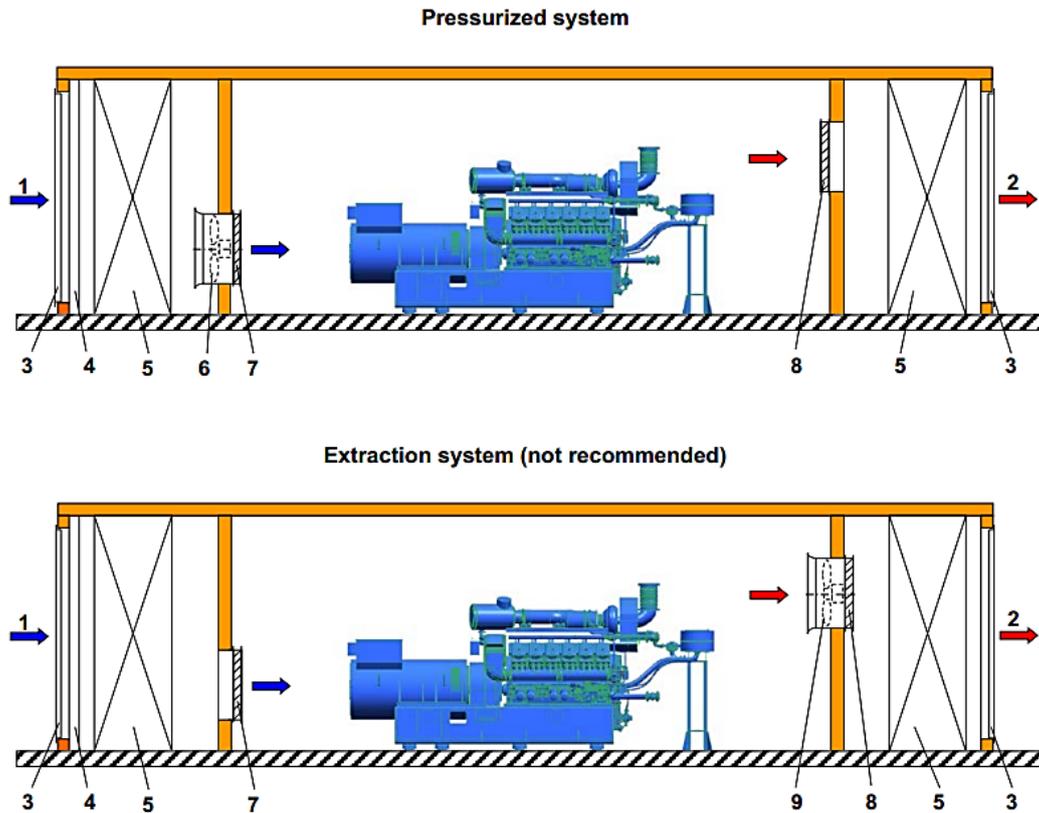
Per dare un ordine di grandezza delle dimensioni dei container, specifichiamo che questi non hanno una larghezza superiore ai tre metri (per questioni di trasporto), mentre la parte adibita al motore e ai circuiti acqua è lunga circa dieci metri; se si conta anche la parte da riservare al quadro comandi e al sistema di abbattimento rumore per l'aria in ingresso, la lunghezza totale può facilmente oltrepassare i quindici metri.

Il quadro comandi viene fornito direttamente dal costruttore del motore, senza che vengano fatte modifiche al sistema di controllo; vista la mancanza di necessità diverse, Costell ha deciso di mantenere questa configurazione in ogni suo progetto.



Figura 34 - Quadro comandi

Il sistema di ventilazione, su specifica raccomandazione dei costruttori dei motori, deve essere a spinta (*pressurized system*) e non a estrazione (*extraction system*). È possibile anche utilizzare un sistema combinato che sfrutti entrambi i sistemi (posizionati quindi sia all'imbocco che all'uscita dell'aria ambiente), tuttavia non vengono impiegati in quanto più complessi e costosi.



**Figura 35 - Tipologie di ventilazione**

1 Ingresso aria	5 Abbattitore di rumori
2 Uscita aria	6 - 9 Ventilatori
3 Griglia di protezione	7 - 8 Aperture nella parete
4 Filtro	

Nella configurazione a spinta adottata da Costell per tutti i suoi impianti, l'aria esterna a temperatura ambiente viene forzata per mezzo di ventilatori a entrare all'interno del container attraverso la parete posteriore, attraversarlo

in tutta la sua lunghezza e uscire tramite delle aperture posizionate sopra i circuiti acqua.

Si creerà quindi una sovrappressione all'interno del container, particolarmente utile in quei luoghi in cui è presente nell'ambiente un gran quantitativo di polveri: la sovrappressione interna impedirà a queste ultime di entrare attraverso fughe nelle pareti o nei momenti in cui vengono aperte le porte.

In concomitanza con gli imbecchi sia di ingresso che di uscita dell'aria dal container sono posizionati i sistemi di insonorizzazione per abbattere le emissioni acustiche. Nella Figura 36 è mostrato il percorso compiuto dall'aria ambiente per entrare nel locale motore.

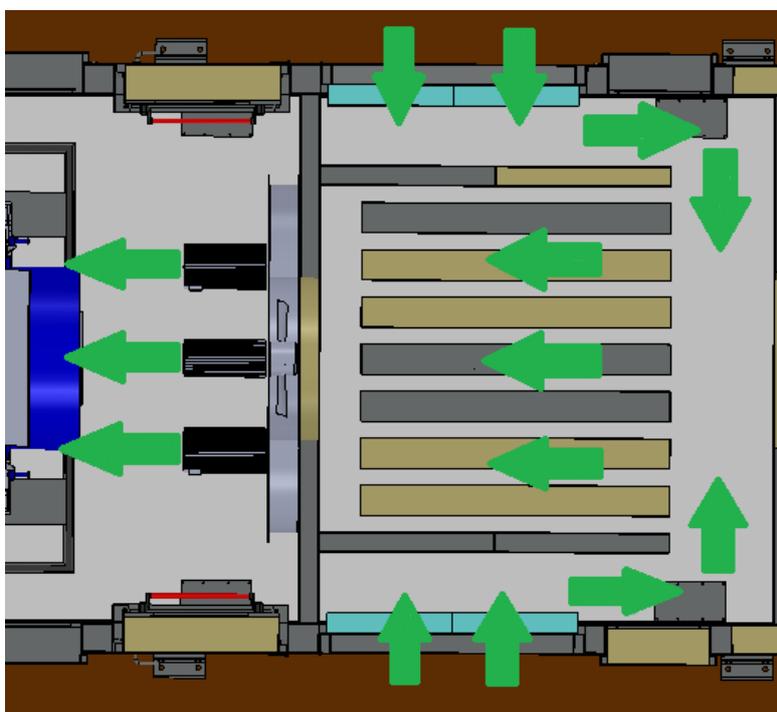
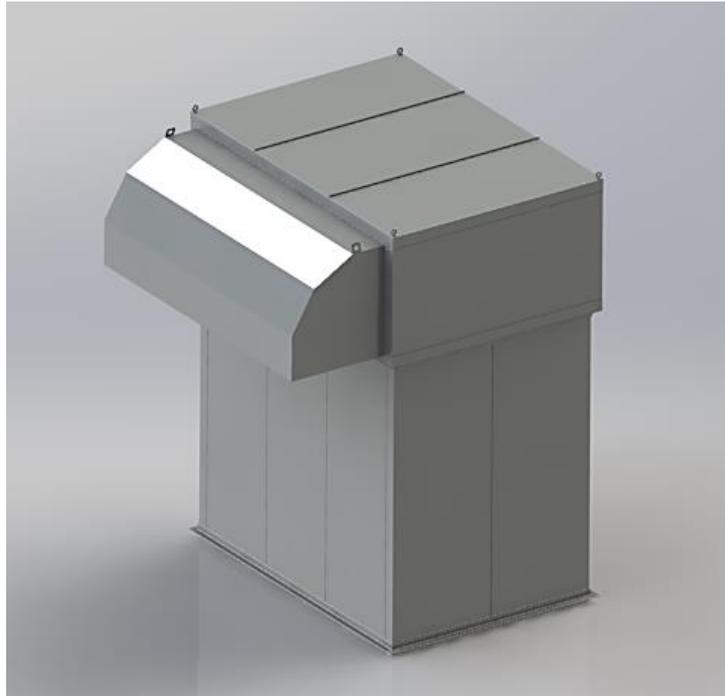


Figura 36 - Sistema di abbattimento aria in ingresso

In Figura 37 invece è mostrato l'ultimo tratto percorso dall'aria che fluisce nel container, posizionato sul tetto: l'aria entra dalla base, sale in verticale lungo il silenziatore, curva ed esce verso il basso dalla sporgenza presente, creata per far sì che non vi siano infiltrazioni d'acqua in caso di maltempo.



**Figura 37 - Sistema di abbattimento aria in uscita**

Tutti questi impianti sono caratterizzati dalle stesse tipologie di circuiti acqua, ossia:

- circuito acqua di raffreddamento motore (HT): al loro interno circola una miscela composta da acqua e glicole etilenico al 35%, preferita alla sola acqua per il suo più basso punto di congelamento;
- circuito acqua di raffreddamento intercooler (LT): anche in questo circola una miscela di acqua glicolata al 35%;
- circuito utenza, che tramite l'utilizzo di scambiatori riceve energia termica dal solo HT o da entrambi i circuiti acqua a seconda della necessità: solitamente per questi circuiti viene utilizzata acqua demineralizzata.

Il circuito di raffreddamento dell'olio non viene tipicamente utilizzato dall'azienda per scambiare energia termica con il circuito dell'utenza, per questo verrà ignorato. Verrà trascurata nella generazione di acqua calda anche la linea fumi, solitamente utilizzata per la produzione di vapore saturo tramite caldaia HRS, posta sul tetto del container.

La potenza termica nei circuiti HT e LT che non viene smaltita dagli scambiatori viene dissipata nell'ambiente attraverso l'utilizzo di drycooler: per questo motivo è necessario predisporre uno spazio anche per questi sul

tetto del container. Le batterie dei drycooler possono essere in linea oppure a V, a seconda delle necessità.



**Figura 38 - Esempio di drycooler in configurazione a V**

Un sistema con drycooler è sempre stato preferito rispetto a uno con torre evaporativa poiché presenta diversi vantaggi:

- si tratta di un circuito chiuso, il che elimina il consumo d'acqua da reintegrare;
- ha bassi costi di gestione dell'impianto;
- è più limitato il rischio di intasamenti e corrosione;
- vi è assenza di contaminazione dell'acqua;
- non vi sono emissioni di vapore;
- la potenza richiesta è proporzionale a quella assorbita.

I componenti posizionati sul tetto del container (caldaia a recupero e drycooler) solitamente variano la propria posizione a seconda del luogo in cui viene posto il container e in base alle proprie dimensioni, che cambiano da progetto a progetto: per questo motivo non ne è stata studiata una posizione ottimale in questo lavoro di tesi, l'azienda dovrà continuare a valutare il posizionamento migliore caso per caso.

## 2.2 I componenti principali dei circuiti acqua

I criteri di progettazione delle tubazioni dei circuiti acqua vengono definiti facendo riferimento a una specifica aziendale, redatta per la classificazione delle linee (*piping classes*). A sua volta questo documento si rifà a normative americane (ANSI), per il fatto che anche in Italia come all'estero tuttora si utilizzano quest'ultime in campo chimico, petrolchimico o in generale in quello della creazione di condotte. A seconda del fluido di servizio e del diametro nominale viene quindi definito lo spessore e il materiale delle tubazioni (solitamente acciaio al carbonio A106 Gr.B). Insieme a questi dati sono presentate anche le dimensioni che deve avere la raccorderia (curve, raccordi a "t", riduzioni, intersezioni, ecc.) e le flange. Quest'ultime nel lato di giunzione con l'altra flangia possono essere solo di due tipi:

- *flat face* (FF)
- *raised face* (RF);



**Figura 39 - Tipologie di superficie di tenuta per flange**

Nel lato in cui vengono saldate col tubo possono invece assumere un maggior numero di forme, tra le quali:

- flat face;
- weld-neck (WN);
- slip-on (SO);
- socket weld (SW);
- lap-joint (LP).

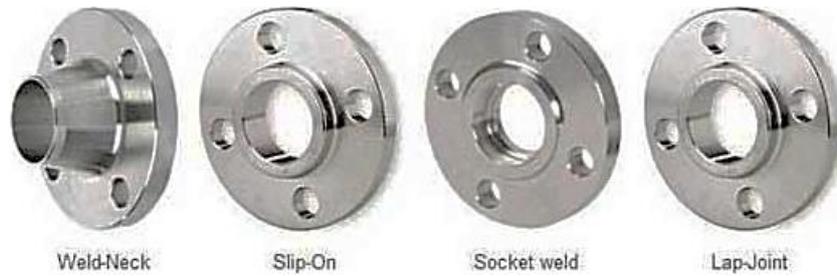


Figura 40 – Tipologie di sistema di fissaggio col tubo per flange

La specifica per i circuiti acqua raccomanda l'utilizzo di flange RF da un lato, mentre dall'altro WN per i diametri maggiori o SW per i diametri più piccoli. Tuttavia negli ultimi anni si è notato come le caratteristiche meccaniche richieste potessero essere soddisfatte mediante delle semplici flange a facce piane da entrambi i lati: queste infatti hanno il vantaggio di essere semplici ed economiche; per questo motivo nella maggioranza degli impianti progettati finora sono state usate queste ultime.

Seguendo la specifica aziendale e le normative vigenti in materia, in tutti gli impianti costruiti finora i circuiti acqua sono sempre stati dimensionati per resistere a una pressione nominale PN16: questo indica la possibilità per le condotte di lavorare fino a una pressione massima di 16 barg a una temperatura di 20°, se vi è presente solo acqua all'interno.

Passiamo ora all'analisi dei componenti presenti nei circuiti acqua: un elemento sicuramente imprescindibile per i circuiti acqua è la pompa, che genera il flusso circolante all'interno delle condotte.

Le pompe possono generalmente suddividersi in due tipologie:

- centrifughe;
- volumetriche.

Dei due tipi di pompe elencati viene sempre scelto il primo perché presenta diversi vantaggi che le rende molto più adatte allo scopo, in quanto hanno:

- una portata costante e non “pulsata”;
- un costo relativamente basso;
- bassi costi di manutenzione
- un minor ingombro.

Tra gli svantaggi annoverabili (ma allo stesso tempo trascurabili per questi impianti) vi sono:

- l'impossibilità di elaborare fluidi molto viscosi;

- l’incapacità di fornire alte prevalenze;
- il fatto che forniscono buone rese entro un intervallo ristretto di condizioni operative.

L’ultimo punto elencato tra gli svantaggi potrebbe essere influente nel caso in cui il cliente richieda una portata variabile all’utenza. Per superare tale limite nelle pompe centrifughe si è fatto ricorso all’utilizzo di inverter, per poter variare la velocità di rotazione del motore elettrico a seconda della maggiore o minore richiesta di portata. È una soluzione che tuttavia aggiunge un costo all’investimento, per questo viene consigliata al cliente solo nel caso ne faccia un grande uso in futuro. Questa tipologia di pompe non è stata presa in considerazione in quanto installate molto raramente.



**Figura 41 - Esempio di pompa tipicamente utilizzata**

Nella stragrande maggioranza dei casi (esempio in Figura 41) sono state usate pompe centrifughe monostadio ad accoppiamento diretto, con bocche di aspirazione e mandata in linea. Le pompe sono costituite da un motore asincrono raffreddato tramite ventola. Le pompe, dotate di flange PN16, sono del tipo *top-pull-out*, che sta a significare la possibilità di rimozione della testa della pompa ai fini di riparazione o manutenzione, mentre il corpo in ghisa rimane collegato alla tubazione. Queste pompe sono adatte per elaborare sia acqua che miscele di acqua con glicole tuttavia, aumentando densità e viscosità cinematica nel secondo caso, dovrà essere tenuto in conto un aumento dei consumi energetici e della pressione: in questa situazione sarà opportuno sovradimensionare la pompa.

Sono diversi i dati che vengono richiesti a Costell dalla ditta costruttrice di pompe per l'offerta del prodotto ottimale:

- temperatura di progetto;
- pressione di progetto;
- tipo di motore elettrico;
- tipo di fluido;
- tipo di connessione;
- temperatura nominale di lavoro del fluido;
- temperatura di progetto dell'ambiente;
- materiale del corpo pompa;
- materiale della girante.

Per la scelta da catalogo della pompa più adatta all'impianto però i requisiti più importanti sono la portata nominale circolante  $Q$  e la prevalenza  $H$  desiderata (calcolata sommando le perdite distribuite e quelle concentrate presenti nel circuito). Si cerca quindi la curva caratteristica più adatta al proprio caso, meglio se leggermente sovradimensionata per avere un certo margine di sicurezza.

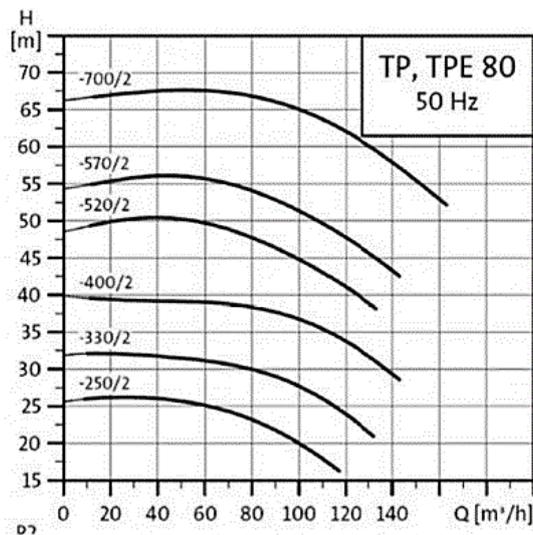


Figura 42 - Curve caratteristiche di diverse pompe presenti in catalogo

A valle della pompa è sempre presente una valvola di non ritorno (detta anche *di ritegno*): essa impedisce il reflusso del liquido pompato quando la girante viene fermata. È stata scelta finora come tipologia quella *a clapet* per la sua economicità e semplicità non solo costruttiva, ma anche di montaggio (tipo wafer). Può essere fornita con o senza molla. Durante l'installazione è

importante fare attenzione se ci si trova in prossimità di curve: un'eccessiva vicinanza a queste potrebbe impedire la corretta apertura della valvola. Verrà discussa successivamente l'effettiva necessità di tale valvola.



Figura 43 - Valvola a clapet

Subito dopo la valvola a clapet è sempre presente una valvola a globo (detta anche *a flusso avviato*), indispensabile per il corretto funzionamento della pompa: con questa regolazione della caduta di pressione infatti si cerca di far lavorare la pompa il più vicino possibile alle sue condizioni nominali. Si tratta sempre di valvole manuali, che in caso di necessità possono essere completamente chiuse: questo elimina la necessità di una valvola di intercettazione subito dopo la pompa per poterla smontare.



Figura 44 - Valvola a globo

Lungo tutto il circuito come valvole di intercettazione sono presenti valvole a farfalla: sono necessarie in quanto permettono l'isolamento di parti del circuito quando è necessario l'intervento, ad esempio in caso di manutenzione o sostituzione di pompa o scambiatori. Anche in questo caso si hanno valvole manuali; vengono usate solo nelle configurazioni completamente aperta o completamente chiusa.



Figura 45 - Valvola a farfalla

Per lo scambio di energia termica tra i circuiti HT e LT con l'utenza vengono utilizzati degli scambiatori di calore. Come tipologia vengono scelti scambiatori a piastre piuttosto che scambiatori a fascio tubiero, per il fatto che i primi presentano molti vantaggi, tra i quali:

- maggiore efficienza di scambio termico;
- minor ingombro;
- semplicità di manutenzione e verifica di eventuali perdite;
- grande flessibilità di impiego;
- costi competitivi.

Uno scambiatore a piastre consiste in una serie di piastre corrugate dotate di guarnizione e impacchettate tra di loro, con agli angoli dei condotti per il transito dei fluidi che partecipano per convezione allo scambio termico. Sono progettati in maniera tale che le perdite di carico interne siano minime, mantenendo un'efficienza di scambio elevata. I materiali più comunemente utilizzati e per questo scelti da Costell per le piastre sono acciai inossidabili

(AISI 304, AISI 316), tuttavia non mancano casi in cui vengono utilizzati materiali più pregiati come il titanio. Le piastre hanno uno spessore modesto, solitamente compreso tra 0.5 e 1 mm.

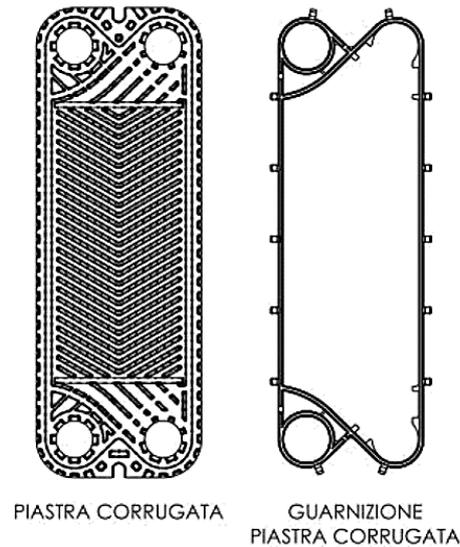


Figura 46 - Piastra corrugata e guarnizione

Gli scambiatori di calore possono essere classificati in diversi modi, tra questi anche per esempio in base al profilo termico, che può essere:

- scambio in equicorrente, in cui i flussi dei fluidi scorrono parallelamente tra loro e con lo stesso verso;

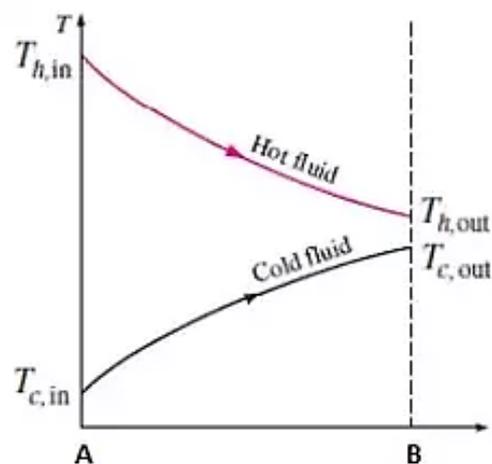


Figura 47 - Diagramma delle temperature in uno scambiatore equicorrente

- scambio in controcorrente, in cui i due fluidi hanno direzione reciproca parallela ma hanno verso opposto. Rispetto a uno scambiatore equicorrente quelli in controcorrente sono caratterizzati da un'efficienza maggiore: per questo vengono scelti nella maggioranza dei casi dalle aziende, compresa Costell;

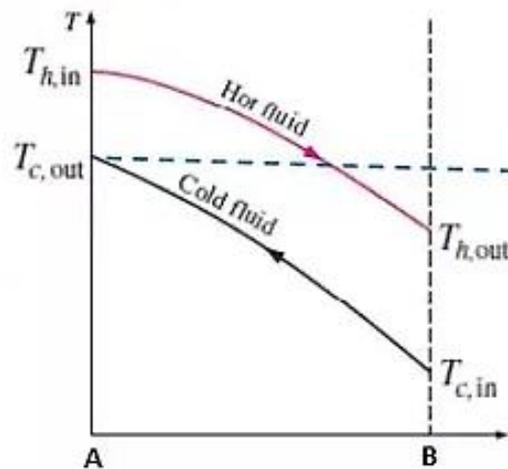


Figura 48 - Diagramma delle temperature in uno scambiatore controcorrente

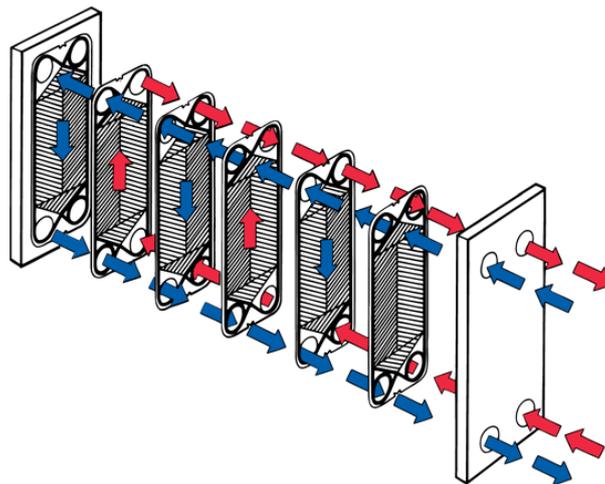


Figura 49 - Flusso termico all'interno di uno scambiatore a piastre controcorrente

- a flusso incrociato, in cui i due fluidi formano un angolo retto tra loro. È una tipologia costruttivamente complessa e impiegata molto di rado nell'industria, per questo non viene presa in considerazione (sono

utilizzati per lo più per lo scambio termico tra un liquido e un gas, ad esempio nei radiatori).



Figura 50 - Scambiatore a piastre

Per evitare problemi di sovrappressione e colpi d'ariete all'interno delle condotte, è necessario inserire nel circuito idraulico uno o più vasi di espansione. Come richiesto dai costruttori del gruppo di potenza, essi devono essere posizionati in aspirazione alla pompa, in concomitanza con le valvole di sicurezza, solitamente tarate su una pressione di 3 barg. Vengono inseriti in quel punto per avere un battente di pressione il più costante possibile in aspirazione alla pompa e quindi evitare problemi di cavitazione. Per il dimensionamento del vaso è necessario conoscere i seguenti dati:

- volume di acqua contenuta nel circuito;
- pressione di precarica del vaso;
- pressione di taratura della valvola di sicurezza
- temperatura massima di esercizio del sistema.

Poiché da impianto a impianto cambiava il giro tubi e quindi anche il volume d'acqua contenuto nei circuiti, ogni volta era necessario ricalcolare il volume dei vasi.



Figura 51 - Vaso di espansione

Altro componente essenziale dell'impianto è la valvola a tre vie. Essa è fondamentale per poter regolare la temperatura di ritorno al motore, richiesta a un valore ben preciso; questo viene attuato intervenendo sulla portata del fluido circolante in maniera automatica. Nei precedenti circuiti progettati dall'azienda sono state utilizzate entrambe le configurazioni possibili, ossia:

- in miscelazione, in cui la valvola ha due portate in ingresso e un'unica uscita, posizionabile in diversi modi all'interno del circuito (abituamente viene utilizzata la seconda configurazione visualizzabile in Figura 52);

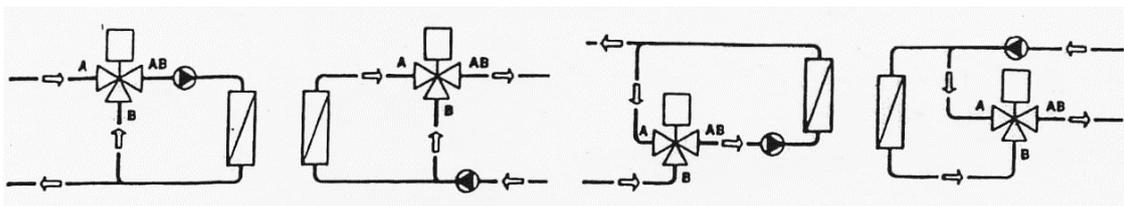


Figura 52 - Schemi applicativi per valvole a tre vie miscelatrici

- in deviazione, in cui si ha una sola portata in ingresso e due in uscita.

Solitamente viene scelta la prima configurazione in quanto è più facile il controllo della temperatura in ritorno al motore o all'utenza. In passato ne è stata posizionata una in ogni circuito acqua (HT, LT e utenza), tuttavia negli

ultimi progetti, anche per richiesta dei costruttori dei motori, la valvola a tre vie dell'utenza è stata spostata nel circuito HT.

È possibile descrivere il compito svolto da una valvola miscelatrice attraverso il seguente sistema (la prima equazione vale perché la portata massica si conserva, la seconda per il primo principio della termodinamica):

$$\begin{cases} \dot{m}_{in1} + \dot{m}_{in2} = \dot{m}_{out} \\ \dot{m}_{in1} \cdot h_{in1} + \dot{m}_{in2} \cdot h_{in2} = \dot{m}_{out} \cdot h_{out1} \end{cases}$$

con:

$\dot{m}_{in1}$  e  $\dot{m}_{in2}$  portate di acqua in ingresso;

$\dot{m}_{out}$  portata di acqua in uscita;

$h_{in1}$  e  $h_{in2}$  entalpie delle portate in ingresso;

$h_{out}$  entalpia della portata in uscita.



Figura 53 - Valvola a tre vie

Per ogni circuito finora realizzato è stato sempre installato un filtro di linea, posizionato in aspirazione alla pompa. Tale filtro è della tipologia a "y", dotato di cestello smontabile per la raccolta delle impurità; deve essere periodicamente svuotato.

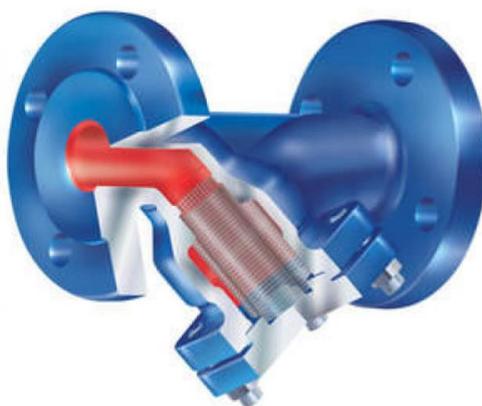


Figura 54 - Filtro ad "y" con cestello

Prima che la miscela di acqua con glicole rientri nel motore, ne viene controllata la temperatura: se questa risulta troppo bassa a causa della temperatura ambiente eccessivamente rigida, è necessario innalzarla mediante una sorgente esterna. È ciò che fa la *scaldiglia*, componente che attraverso l'uso di resistenze elettriche innalza la temperatura dell'acqua prima che questa rientri nel motore a una temperatura diversa da quella attesa e generi problemi nella gestione dell'impianto. Viene fornita dal costruttore di motori.

Il principio su cui si basa è l'effetto Joule, la cui legge in caso di corrente alternata può essere scritta nella semplice forma:

$$P_m = V_{eff} \cdot I_{eff} \cdot \cos\varphi$$

con:

$P_m$  la potenza media fornita dal carico dissipata;

$V_{eff}$  la tensione efficace;

$I_{eff}$  l'intensità di corrente efficace;

$\cos\varphi$  il fattore di potenza.

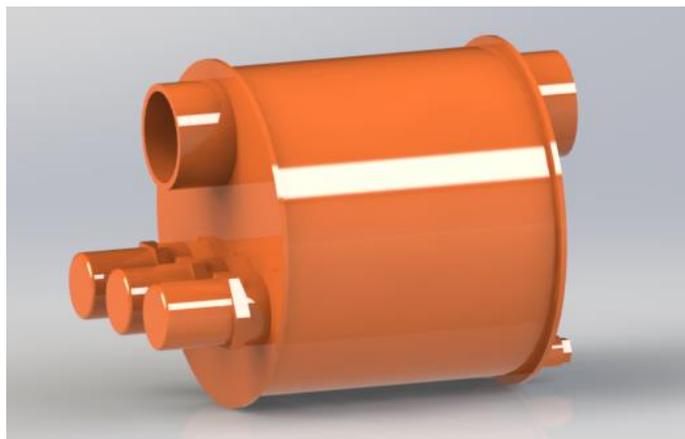


Figura 55 - Scaldiglia

Nelle zone più alte dei circuiti all'interno del container sono sempre presenti valvole di sfiato, sia in mandata che in ritorno dai drycooler. Queste servono per espellere l'aria che può infiltrarsi all'interno di condotte in pressione che può dare origine a diverse problematiche, tra le quali:

- corrosione interna alle tubature;
- riduzione della sezione di efflusso (e quindi di portata d'acqua);
- disinnescamento delle pompe nelle condotte prementi.

Si tratta di valvole semplici e dal costo contenuto, costituite da un semplice componente sferico interno con funzione di galleggiante.



Figura 56 - Valvola di sfiato

Infine vi sono le valvole di dreno (dette anche *di spurgo*): queste sono posizionate in ingresso e in uscita della pompa e in ingresso e in uscita dagli

scambiatori. Si tratta di semplici rubinetti manuali e sono necessari per poter operare con la manutenzione su tali componenti: lo si fa chiudendo le valvole a farfalla in ingresso e uscita e drenando l'acqua contenuta in quella parte del circuito. A questo punto nel caso degli scambiatori, o vengono smontate le piastre dalla loro sede o viene fatto circolare un fluido detergente all'interno dell'apparecchiatura per una pulizia completa.

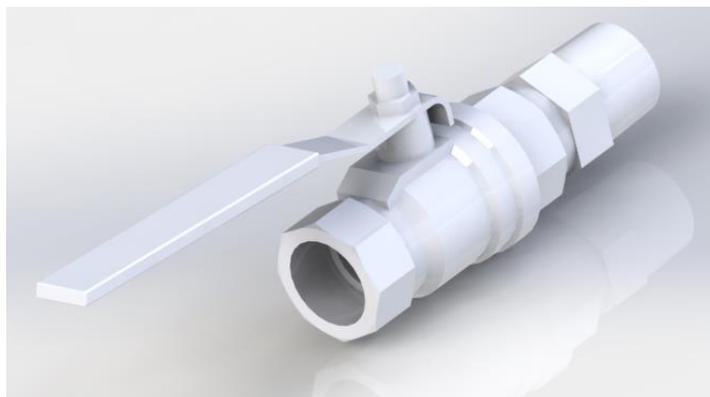


Figura 57 - Valvola di drenaggio

## 2.3 La sensoristica presente nei circuiti acqua

Lungo tutti i circuiti acqua sono presenti sensori per il controllo dei valori del fluido in diversi punti delle condotte; sono fondamentali per il corretto funzionamento dei componenti principali. Le grandezze esaminate sono:

- livello;
- pressione;
- temperatura;
- portata.

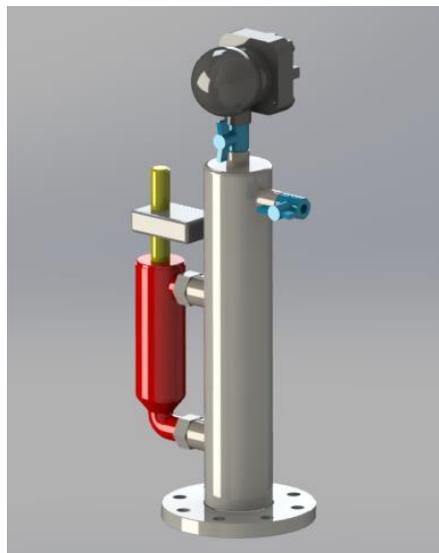
### 2.3.1 La misura del livello

Per la misura del livello sono utilizzati dei *livellostati*, strumenti che rilevano il livello limite basandosi sulla misura in uno o più punti. Possono sfruttare diverse tecnologie e quindi essere di vario tipo; quelli più diffusi per i liquidi sono:

- a galleggiante, dotati di un sensore che galleggia sulla superficie del liquido e attiva l'operazione di commutazione dopo aver rilevato la posizione;
- a vibrazione, composti da un sensore a diapason che viene messo a vibrare alla propria frequenza di risonanza; appena ricoperti dal fluido vi è un cambiamento nella misura che fa seguire una commutazione del segnale;
- capacitivo, più adatti all'utilizzo in serbatoi. Si basano sulla misura dell'induttanza capacitiva di un condensatore composto dalla parete del serbatoio e dalla sonda di livello: un serbatoio vuoto avrà un'induttanza capacitiva inferiore rispetto a uno pieno;
- radar, adattabili a qualsiasi sostanza di cui si vuole misurare il livello; misurano il tempo di volo di un impulso radar emesso e riflesso sulla sostanza e ne calcolano la distanza percorsa, direttamente proporzionale al tempo stesso; è una soluzione molto più costosa.

I misuratori solitamente richiesti da Costell sono quelli a galleggiante, per la loro semplicità costruttiva e affidabilità.

Fino ad oggi sono stati messi quattro misuratori di livello all'interno dei circuiti, due per il circuito HT e due per il circuito LT. In ciascun circuito uno dei galleggianti è posizionato subito in uscita dal motore, come richiesto specificamente da CAT e Rolls-Royce, mentre l'altro è posizionato nella parte più alta del circuito, ossia sul tetto in prossimità dei rispettivi drycooler.



**Figura 58 - Livellostato**

Quello visualizzato in Figura 58 è la tipologia di livellostato solitamente montata nei circuiti progettati dall'azienda: si compone di un tubo grigio in cui fluisce l'acqua, un livellostato in rosso per la misura e una valvola di sfiato nera posizionata in alto per i gas che potrebbero rimanere intrappolati; quelli in azzurro infine sono dei semplici rubinetti.

### 2.3.2 La misura della pressione

Altra grandezza fondamentale da monitorare è la pressione. Lo si fa attraverso diversi dispositivi di misura.

Il primo è sicuramente il più semplice dal punto di vista costruttivo: il manometro. Viene utilizzato per avere direttamente sul punto desiderato del circuito la possibilità di visualizzare il valore di pressione (ad esempio di fianco alla valvola a globo quando viene fatta la taratura). Le tipologie di manometro più impiegate nella misura in condotte con liquidi sono:

- Bourdon: sono quelli utilizzati nella stragrande maggioranza dei casi nell'industria per la loro semplicità costruttiva che non incide negativamente sulla precisione di misura. Il componente sollecitato è il cosiddetto *tubo Bourdon*, una molla elastica a forma di "C" con sezione trasversale ellittica, che è connessa in un estremo con l'ambiente di misura, mentre l'altro capo è collegato con un leverismo che amplifica lo spostamento e lo converte in movimento circolare lungo una scala graduata;

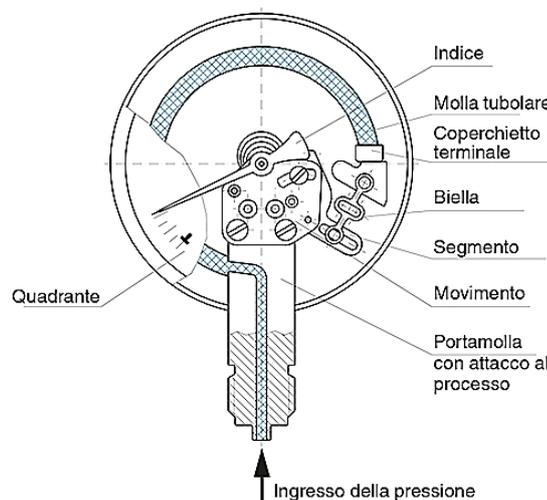
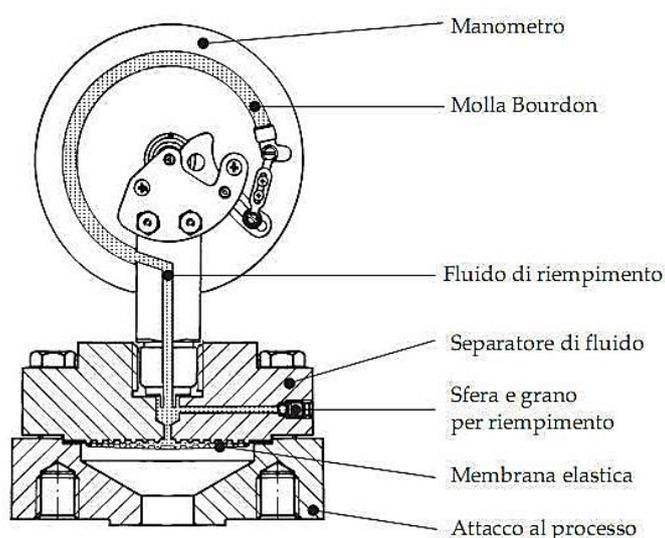


Figura 59 - Schema di un manometro Bourdon

- a membrana: sono caratterizzati da un elemento deformabile ed estremamente flessibile che separa l'ambiente di misura da quello esterno e, se sollecitato, dà il via al movimento di un leverismo simile a quello visto col manometro Bourdon. Vengono utilizzati in casi in cui sono presenti grandi sovrappressioni (esistono modelli che resistono anche a cinque volte la pressione di fondo scala) e nel caso si debba eseguire la misura di liquidi aggressivi o altamente viscosi.



**Figura 60 - Manometro a membrana**

Tra i due sensori appena descritti la scelta ricade sempre sul primo, visto anche il costo inferiore e la non suscettibilità ai casi particolari a cui è più adatto il secondo.



**Figura 61 - Manometro Bourdon**

Per il controllo del motore, tra l'ingresso e l'uscita dallo stesso dei circuiti HT e LT, viene richiesta dal costruttore una misura di pressione differenziale; questo per assicurarsi che le perdite di carico presenti all'interno del motore non superino un certo valore di soglia (possono essere o meno dotati di schermo).



**Figura 62 - Pressostato differenziale**

Infine, sempre utilizzati per il controllo, vi sono i trasmettitori di pressione: sono sempre utilizzati quelli del tipo a membrana metallica. I campi applicativi di questi strumenti coprono intervalli sufficienti per sopportare tutte le condizioni in cui si potrebbe trovare il circuito (esistono modelli che

resistono a temperature di processo da -40 a +130°C e pressioni fino a 400 bar). La connessione è dello stesso tipo dei manometri, ossia filettata.



Figura 63 - Trasmittitore di pressione

### 2.3.3 La misura della temperatura

Sono tante le tipologie di trasduttori sviluppate per la misurazione della temperatura. Di questi, i più utilizzati in ambito industriale sono sicuramente:

- termocoppie: sono strumenti utilizzati soprattutto per la misura di temperature molto alte (anche oltre i 1000°C), per cui vengono utilizzati da Costell nella linea fumi. È necessario l'utilizzo di un circuito di compensazione (ponte di Wheatstone) per avere una misura assoluta, altrimenti si conosce solo una differenza di temperatura. Si basano sull'effetto Seebeck, secondo il quale due conduttori di natura differente, se sottoposti allo stesso gradiente di temperatura generano una differenza di potenziale;

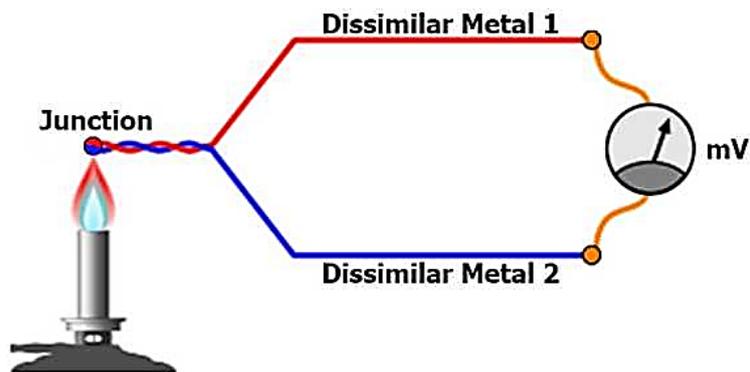


Figura 64 – Effetto Seebeck

- termoresistenze: sono utilizzate soprattutto in circuiti in cui si hanno temperature basse, ad esempio nei circuiti acqua (all'interno dell'impianto saranno sempre presenti questi tipi di misuratori). Questi sensori sfruttano la proprietà dei metalli che fa variare la resistività in funzione della temperatura:

$$\rho(T) = \rho_0 \cdot [1 + \alpha \cdot (T - T_0)]$$

con:

$\rho(T)$  resistività del materiale alla temperatura  $T$ ;

$\rho_0$  resistività del materiale alla temperatura  $T_0$ ;

$\alpha = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dT}$  coefficiente di temperatura della resistività, dipende dal materiale.

Metallo	$\alpha [K^{-1}]$
Platino	0.0039
Nichel	0.0066
Rame	0.0039
Oro	0.0034
Alluminio	0.0039

Tabella 1 - Valori di  $\alpha$  per i metalli più utilizzati

Si può usufruire della relazione che lega resistività e resistenza:

$$R = \frac{\rho l}{S}$$

con:

$l$  lunghezza del conduttore;

$S$  sezione del conduttore;

per riscrivere la formula nel seguente modo:

$$R(T) = R_0 \cdot [1 + \alpha \cdot (T - T_0)]$$

con:

$R_0$  resistenza a 0°C.

La conversione in tensione finale avviene attraverso un ponte di Wheatstone.

Le più diffuse termoresistenze presenti sul mercato sono quelle al platino (PT): oltre a essere semplici e robuste sono dotate di ottima linearità rispetto agli altri metalli. Il numero che segue "PT" è la resistenza  $R_0$  caratteristica. Nei circuiti progettati finora sono sempre state usate PT100.



Figura 65 - Termoresistenza PT100

Negli ultimi circuiti realizzati da Costell venivano posizionati diversi trasduttori di temperatura PT100 lungo il circuito (forniti dai costruttori dei motori), oltre a un termometro dotato di schermo in uscita dalla pompa. I trasduttori sono posizionati nei punti più critici per il controllo della temperatura, ossia:

- in uscita dagli scambiatori;
- dopo ogni valvola a tre vie;
- di ritorno dai drycooler.

Durante l'installazione di termoresistenze è necessario seguire alcune regole, visualizzate in Figura 66:

- nei casi A e B in cui si abbiano tubi con foro nominale ridotto, il puntale deve avere una lunghezza  $L$  tale da raggiungere almeno la linea mediana del tubo;
- nei casi C e D di installazione in posizione inclinata, il verso del puntale deve essere contrario al flusso del fluido.

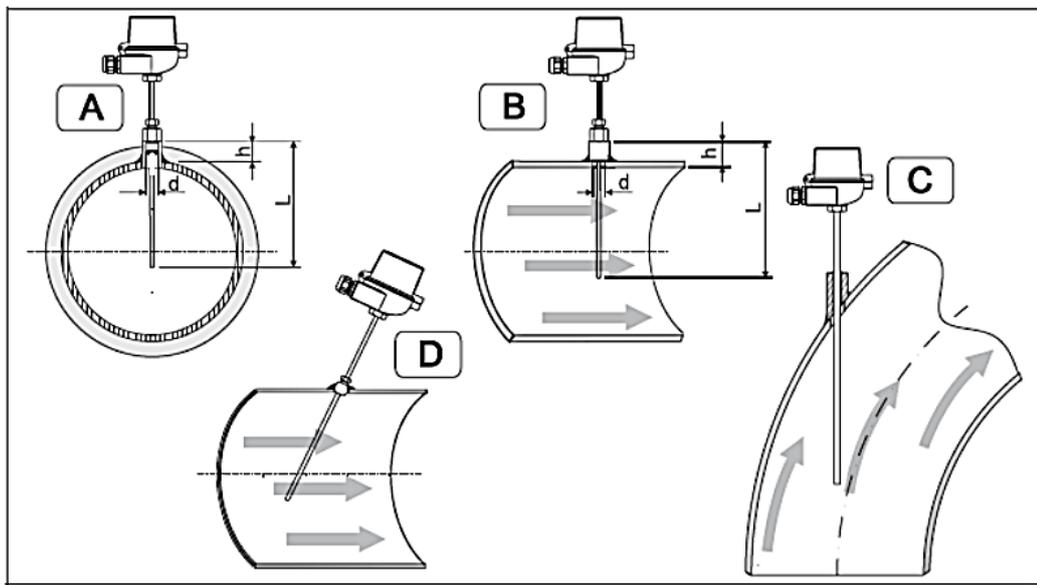


Figura 66 – Schemi di corretto montaggio di una termoresistenza

### 2.3.4 La misura della portata

La portata viene misurata nel circuito utenza, per controllare che il cliente riceva in ogni momento la giusta quantità di acqua. La misurazione viene solitamente fatta dopo che il fluido circolante ha superato pompa e scambiatori e sta per uscire dal container per raggiungere i macchinari in cui sarà adoperato.

Le tipologie di misurazione maggiormente usate nell'industria sono:

- a ultrasuoni, in cui si utilizzano trasduttori piezoelettrici come trasmettitori e ricevitori di onde ultrasoniche. Sono strumenti molto comodi poiché si installano esternamente alla tubazione e questo implica una mancanza di perdite di carico e la non necessità di fermare l'impianto in caso di manutenzione. Tuttavia si tratta di sensori eccessivamente costosi per lo scopo e per questo non sono mai stati selezionati in passato da Costell;
- tramite vortici di Von Karman: si basano sul principio secondo il quale un fluido che incontra un corpo tozzo induce un'alternanza di vortici; questi vortici generano zone a bassa pressione che se rivelate da un sensore possono essere convertite in un segnale. Sperimentalmente si è visto come la portata volumetrica sia direttamente proporzionale alla frequenza di generazione dei vortici.

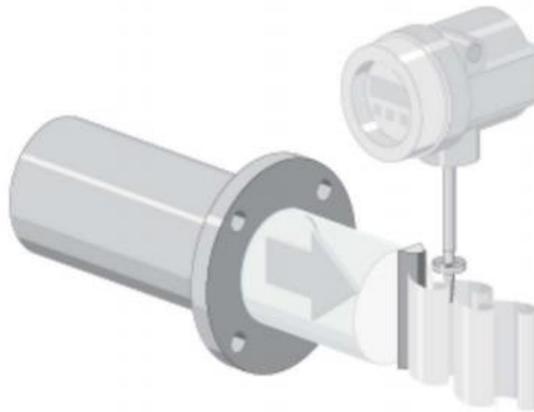


Figura 67 - Generazione di vortici e misurazione della portata

Il più grande limite di questo tipo di apparecchiatura sta nel montaggio: è necessario infatti che vi siano lunghi tratti rettilinei prima e dopo il misuratore, non ottenibili all'interno di un container.

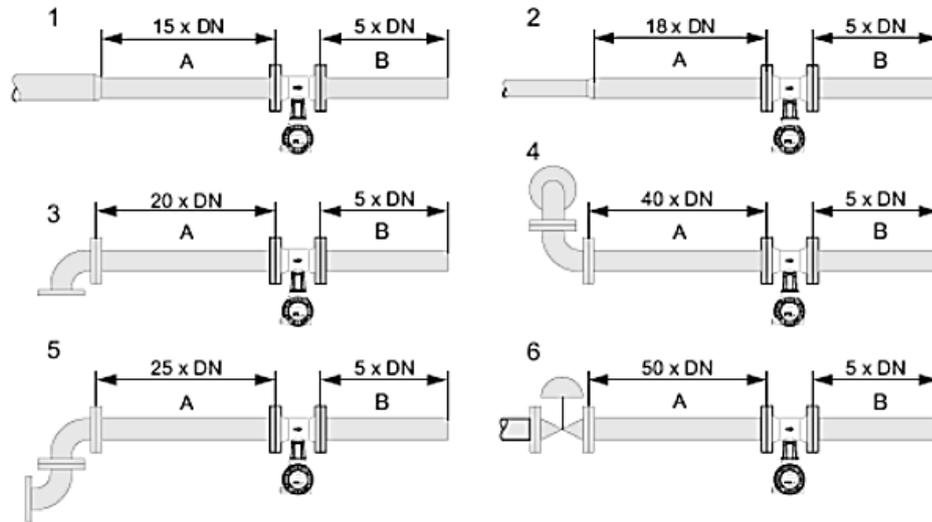


Figura 68 - Accorgimenti per l'installazione di un misuratore di portata a vortici

– tramite induzione magnetica, che si basa sulla legge di Faraday:

$$U = B \cdot L \cdot v$$

con:

$U$  tensione indotta;

$B$  intensità di campo magnetico;

$L$  distanza tra gli elettrodi;

$v$  velocità del fluido.

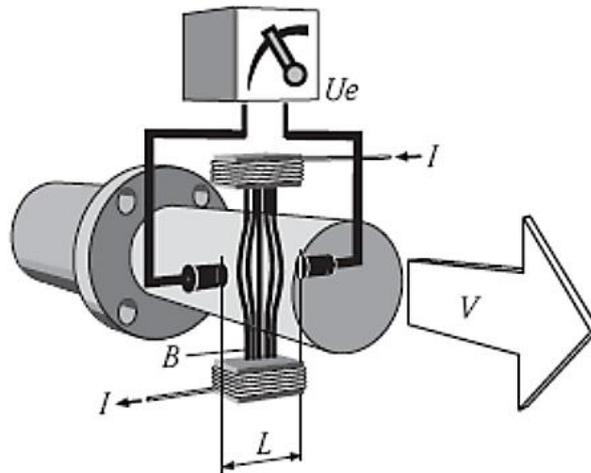


Figura 69 - Schema di applicazione della legge di Faraday

Una volta ricavata la velocità del fluido dalla precedente formula, è possibile trovare la portata  $Q$  tramite la relazione:

$$Q = v \cdot A$$

con:

$A$  sezione di passaggio del fluido.

Sono questi i misuratori di portata scelti da Costell, per la presenza di vantaggi quali la non necessità di installazione in lunghe condotte e il loro costo contenuto. In fase di montaggio è necessario comunque seguire alcune regole: occorre evitare il posizionamento nei punti più alti della condotta o a monte della bocca di scarico di un tubo verticale, in quanto la presenza di aria potrebbe compromettere la correttezza della misura; per questo motivo se ci si trova in prossimità di pompe è meglio che l'installazione venga fatta in mandata alle stesse.

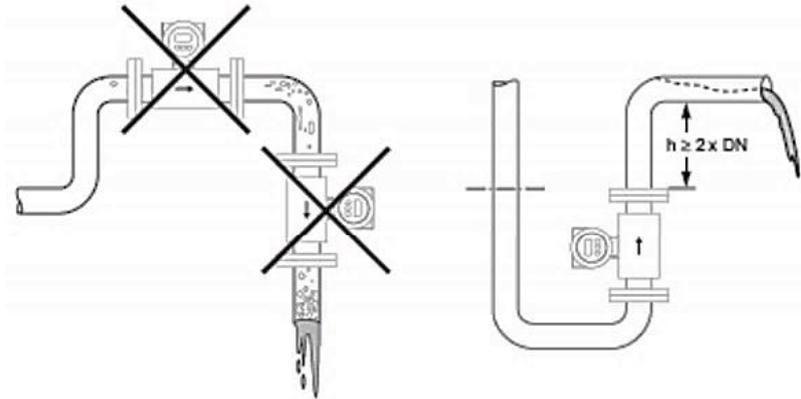


Figura 70 – Accorgimenti per l'installazione di misuratori di portata elettromagnetici



Figura 71 - Misuratore di portata

## Capitolo 3 – La standardizzazione dell’impianto

### 3.1 I componenti principali dell’impianto

Una volta concluso il lavoro di analisi si è partiti con la scelta delle soluzioni ottimali da adottare per ogni parte dell’impianto.

Sono state scelte innanzitutto quattro taglie di potenza del motore, quelle di cui il mercato ha fatto più richiesta negli ultimi anni. Queste potenze appartengono alla fascia di impianti più piccoli costruiti dall’azienda, nello specifico:

- 854 kWe: viene utilizzato un motore prodotto da MTU Friedrichshafen, che a sua volta fa parte della Rolls-Royce Power System AG, modello GB854N5;
- 1560 kWe: venduto da CAT, modello CG170-16;
- 2000 kWe: venduto da CAT, modello CG170-20;
- 2500 kWe: venduto da CAT, modello G3520H.

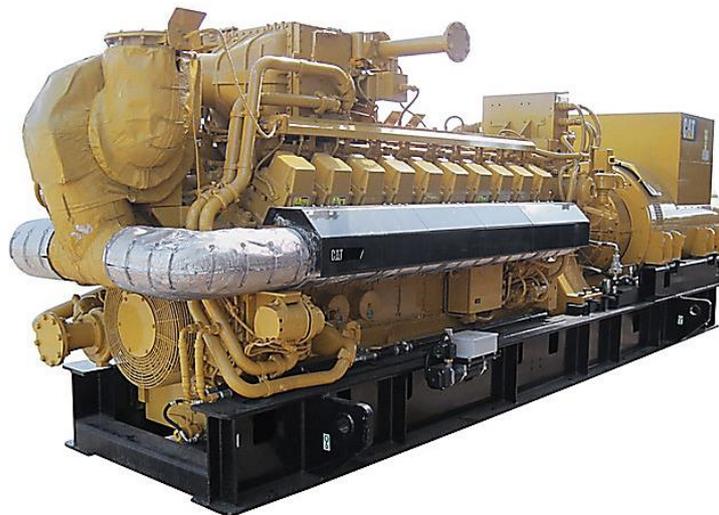


Figura 72 - Genset CAT G3520H

È stato deciso di continuare a usufruire degli attuali costruttori, per la qualità che hanno dimostrato i loro prodotti, seguita per il momento da un alto livello di affidabilità.

Decisi i gruppi di potenza si è passati alla scelta delle dimensioni del container che potesse accoglierli tutti. Si è scelto il container che aveva racchiuso in un progetto precedente un motore da 1560 kWe. Esso è composto da quattro locali, tre dei quali ospitano circuiti acqua, motore, sistema di abbattimento dell'aria in ingresso e quadro comandi. Quest'ultima parte ha le seguenti dimensioni:

- lunghezza: 15 m (di cui 9.5 per motore e circuiti acqua);
- larghezza: 2.9 m;
- altezza: 3.2 m.

Sopra il tetto del container è presente il sistema di abbattimento dell'aria in uscita, che aggiunge 3.3 m all'altezza.

Vi è infine, in fondo al container, una sezione utilizzata per sorreggere la caldaia a recupero che era presente sul tetto; è caratterizzata dalla medesima altezza del container e:

- lunghezza: 2 m;
- larghezza: 3.3 m.



**Figura 73 - Container standard utilizzato**

Come detto nel capitolo precedente, non si è intervenuti sulla configurazione dei componenti presenti sul tetto, per la grande variabilità di soluzioni che si possono ottenere e che possono essere richieste dai clienti.

All'interno del container non è stata cambiata la configurazione dei componenti principali:

- il motore è sempre posto longitudinalmente rispetto al container, in maniera tale da lasciare sufficiente spazio agli addetti alla manutenzione per poterci camminare attorno. Tutte le condotte sono collegate con esso mediante l'uso di giunti antivibranti. Il motore inoltre ha alla base smorzatori di vibrazioni;
- le porte presenti sono state confermate nelle loro posizioni, in quanto importanti per il buon funzionamento dell'impianto.

Il percorso della linea metano che alimenta il motore non può essere standardizzato, perché dipende dalla posizione di partenza dell'allaccio alla rete rispetto a quella del container; accortezza importante da seguire è evitare il passaggio vicino all'alternatore, per scongiurare il rischio di incendio.

Per quanto riguarda la ventilazione del locale, è stato scelto di continuare con la stessa disposizione utilizzata finora, ossia con i ventilatori a spinta dietro l'alternatore e l'uscita dell'aria posizionata sopra i circuiti acqua. Finora questo posizionamento dei componenti ha funzionato bene, eccetto in un caso, con motore da 2500 kWe: in questo impianto il motore si frapponeva tra una valvola a tre vie (zona gialla in Figura 74) e i ventilatori installati. Tale posizione impediva ai flussi d'aria di raggiungerla (in arancione): l'attuatore elettrico della valvola a tre vie raggiungeva temperature superiori a quelle di progetto e smetteva di funzionare dopo poco tempo dall'installazione.

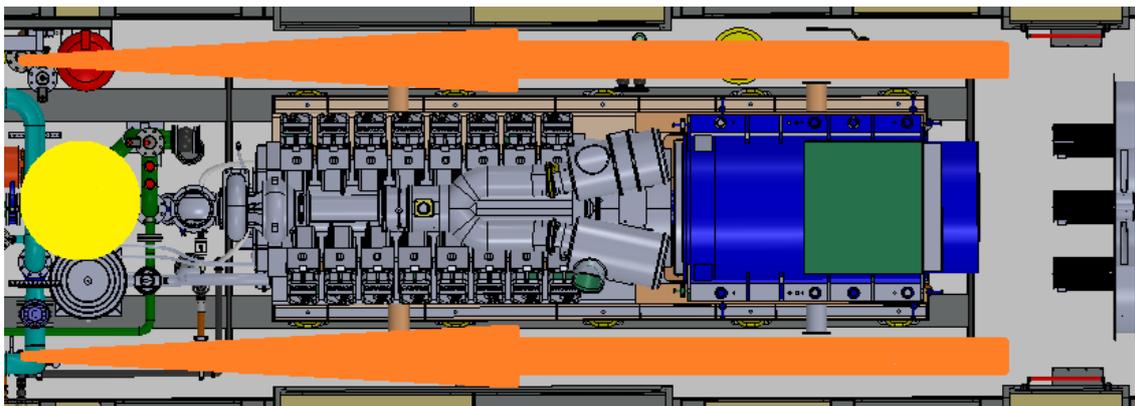


Figura 74 - Schema di errato posizionamento della valvola a tre vie

Per evitare questo problema in futuro si è deciso di evitare il posizionamento della valvola a tre vie o di altri componenti elettrici in prossimità del motore.

Il passaggio attraverso le pareti del percorso delle condotte viene fatto per mezzo di tronchetti: questi componenti vengono utilizzati perché facilitano montaggio e smontaggio delle parti delle condotte collegate a questi. L'uscita delle tubazioni avviene nei pannelli laterali e non attraverso il tetto, per eliminare ogni rischio di infiltrazioni d'acqua in caso di pioggia: il passaggio attraverso il tetto è infatti difficile da impermeabilizzare adeguatamente.

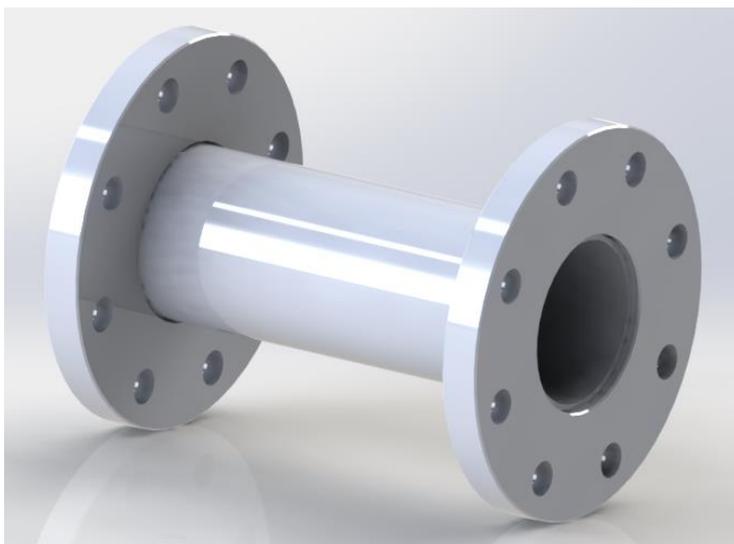


Figura 75 - Tronchetto per attraversamento parete

## 3.2 I circuiti acqua

Lo spazio allocato per i circuiti acqua all'interno del container scelto come punto di partenza (in giallo in Figura 76 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**) aveva le seguenti dimensioni:

- lunghezza: 2.8 m (distanza tra motore e porta anteriore);
- larghezza: 2.6 m.

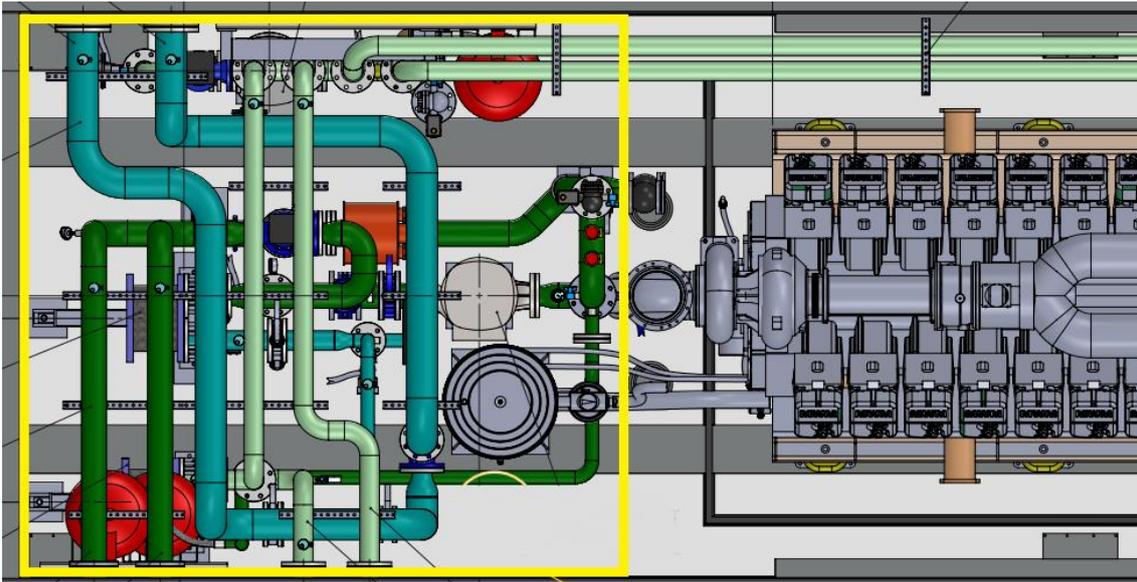


Figura 76 - Zona riservata ai circuiti acqua

In questo spazio vi erano i circuiti HT e LT ciascuno con le proprie pompe, valvole e scambiatori. A entrambi gli scambiatori era collegato il circuito utenza, la cui pompa tuttavia non aveva trovato spazio all'interno del locale: per questo motivo era stata posizionata vicino ai macchinari dell'utenza. Uno degli obiettivi di questa standardizzazione è però quello di posizionare tutti i componenti dell'impianto all'interno del container: per questo è stata inserita all'interno del container anche la pompa del circuito utenza.

Come si può vedere in Figura 77 i precedenti giri tubi realizzati risultavano tutti molto diversi tra loro, con percorsi poco lineari e non ottimizzati.

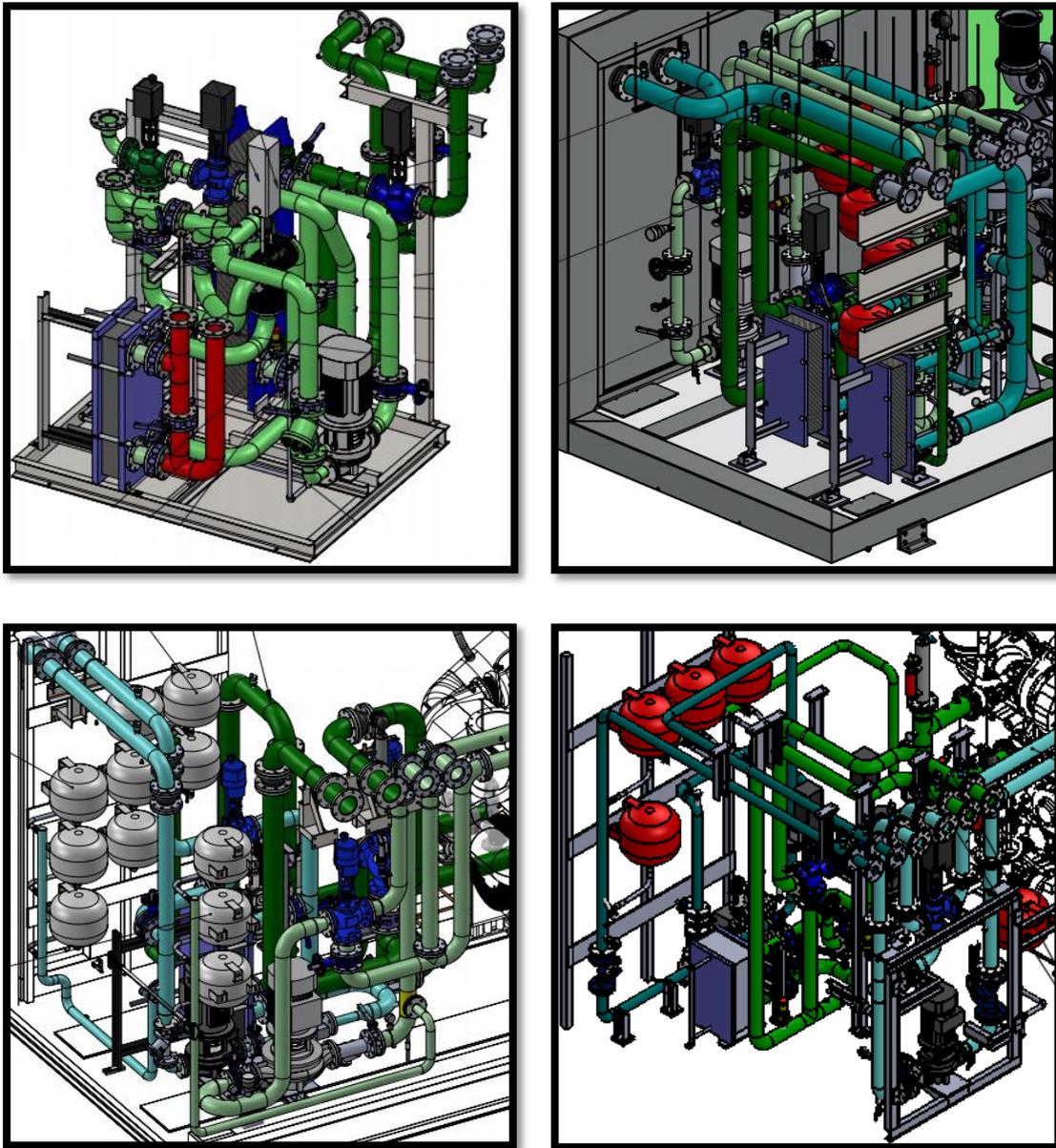


Figura 77 - Precedenti percorsi tubi

La disposizione relativa dei singoli circuiti è stata scelta in maniera tale da facilitare il più possibile i cambiamenti da apportare per le diverse taglie dell'impianto e per le esigenze del cliente: il circuito utenza, che deve essere il più flessibile di tutti, è stato posizionato al centro della zona adibita ai circuiti acqua, mentre i circuiti HT e LT sono stati posizionati alle pareti, rispettivamente a destra e sinistra, se l'osservatore si trova sopra il motore e guarda verso i circuiti acqua.

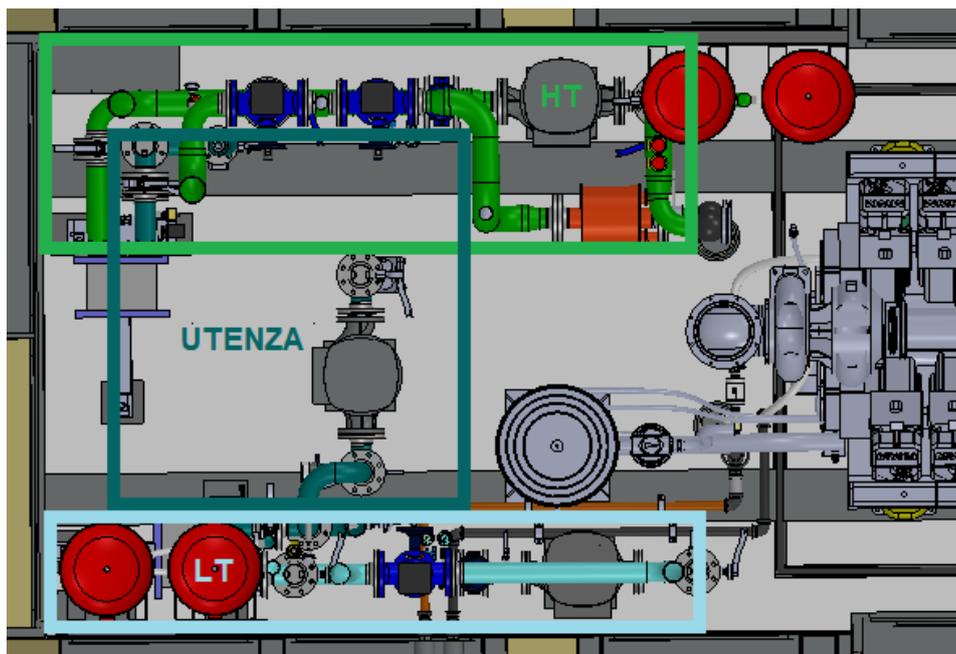


Figura 78 - Disposizione circuiti

Per quanto riguarda gli scambiatori, si è scelto di standardizzare la situazione più gravosa, ossia la presenza di due scambiatori, uno per ogni circuito acqua del motore.

Il passaggio dei circuiti HT e LT attraverso le pareti verso i drycooler è stato pensato in maniera tale da poter specchiare le uscite, nel caso in cui per fattori esterni sia necessario spostare il drycooler nella sponda opposta del tetto del container.

Per la scelta delle flange è stato deciso di usare il tipo welding neck piuttosto che quello a facce piane, come richiesto dalla specifica aziendale: le flange WN infatti non hanno un costo molto differente rispetto a quelle piane, hanno bisogno di un unico cordone di saldatura al posto di due e, sempre durante la saldatura, non presentano problemi di centraggio.

### 3.2.1 Il circuito HT

Innanzitutto è stato modificato il P&I del circuito HT, introducendo diversi cambiamenti:

- rimozione del livellostato: essendo presente un altro livellostato vicino al drycooler nel punto più alto del circuito, è stato deciso, in accordo

con i costruttori dei motori, di rimuovere quello ridondante in uscita dal motore;

- rimozione delle valvole di non ritorno: essendo presente un'unica pompa lungo il circuito e non essendovi particolari problemi di reflusso in caso di fermo della pompa, non c'era necessità di mantenere quelle montate in passato, né in mandata alla pompa né dopo la valvola a tre vie;
- rimozione del filtro: trattandosi di un circuito che non entra mai in contatto con l'ambiente esterno, si è deciso di sostituirlo con qualcosa di molto più semplice ed economico: è stato predisposto uno spessore in aspirazione alla pompa in cui, durante la fase di collaudo del circuito, verrà messo un retino che catturerà le eventuali impurità presenti nel circuito. Dopo la prova di collaudo verrà sostituito con una semplice guarnizione;

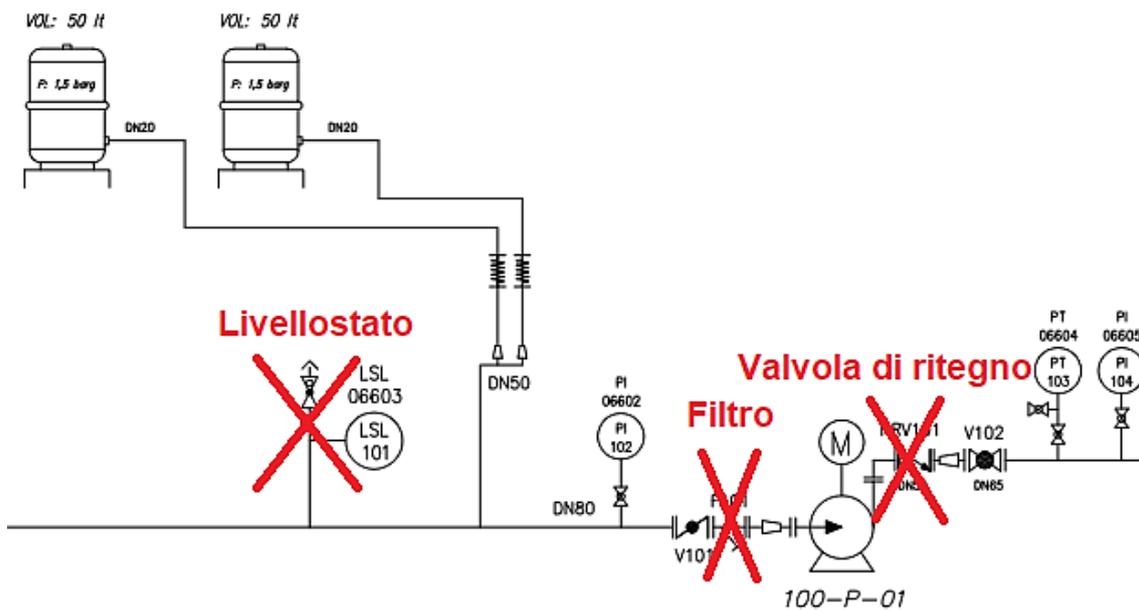


Figura 79 – Rimozioni dal P&I del circuito HT

- posizionamento delle valvole a tre vie in miscelazione: è stato fatto per avere un miglior controllo della temperatura in uscita, in accordo con i fornitori dei motori;
- spostamento della valvola a tre vie del circuito utenza nel circuito HT: questa configurazione presenta il vantaggio di ottenere una miglior gestione del recupero termico.

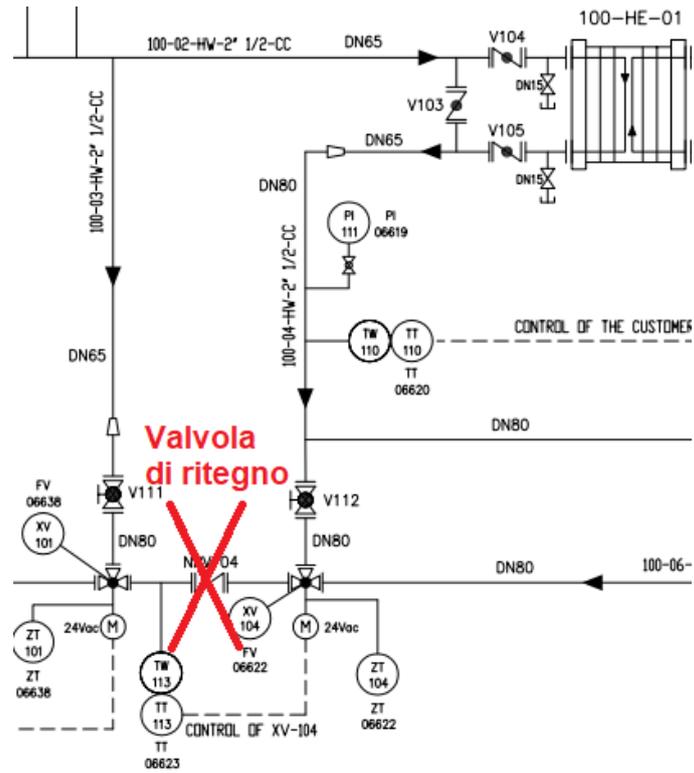


Figura 80 -Configurazione con due valvole a tre vie

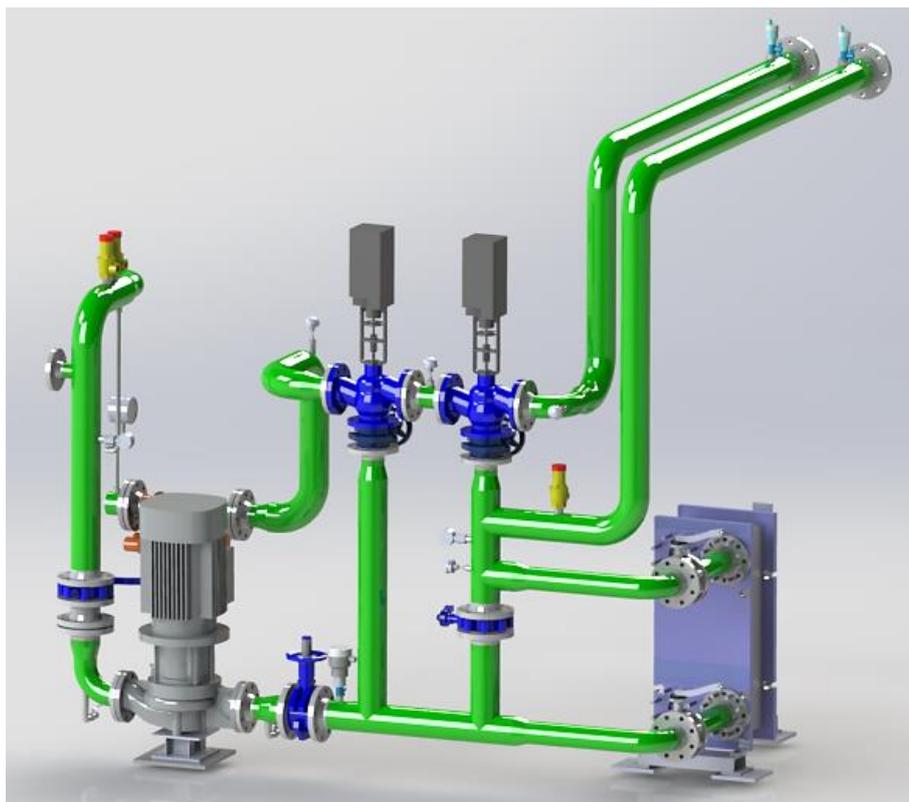


Figura 81 - Circuito HT

Durante il posizionamento delle valvole manuali, grande rilevanza è stata data all'accesso a queste ultime da parte degli operatori: per questo motivo è stato lasciato un adeguato spazio per il raggiungimento e la manovra delle stesse.

L'attacco flangiato prima della valvola a farfalla in aspirazione alla pompa è necessario per il collegamento con i vasi di espansione. In ritorno al motore è stato invece lasciato sufficiente spazio per la scaldiglia, nel caso fosse necessaria la sua installazione.

Gran parte dei sensori viene fornita direttamente dal costruttore del motore, con precisa indicazione del posizionamento lungo il circuito; per questo motivo non sono stati fatti sostanziali cambiamenti a riguardo.

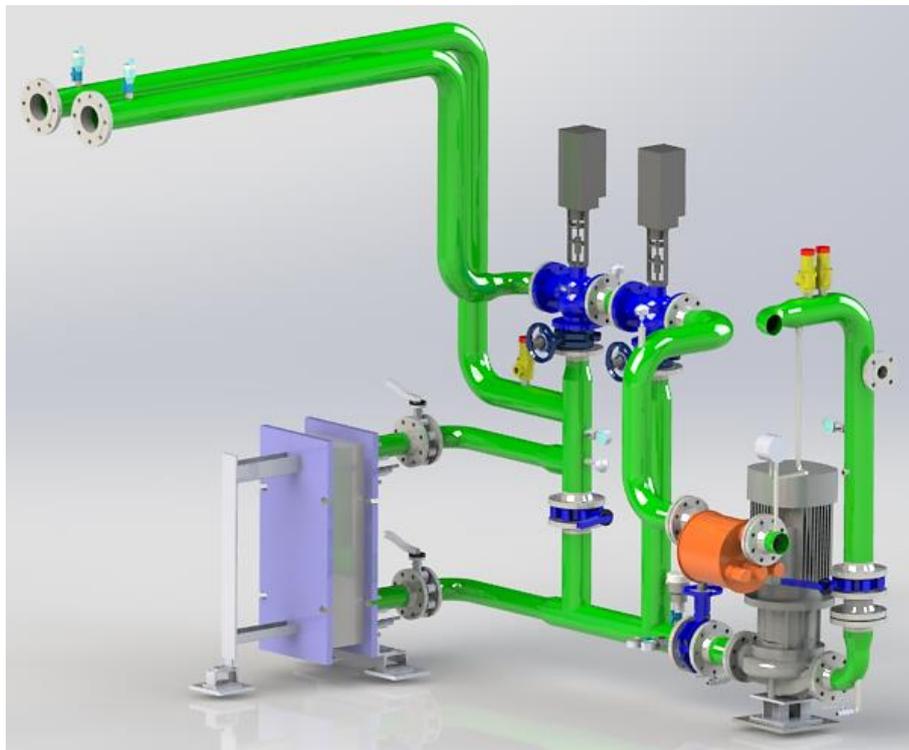


Figura 82 - Circuito HT (vista 2)

Nel trovare la corretta ubicazione per lo scambiatore è stato dato molto peso alla possibilità futura di effettuare la manutenzione, che consiste nello spacchettamento e sfilamento laterale delle piastre: la configurazione scelta risulta ottima in quanto, non appena vengono aperte le porte frontali del container, ci si trova lo scambiatore pronto per l'operazione (in arancione in Figura 83). Per quanto riguarda lo spazio per lo scambiatore, ne è stato

lasciato a sufficienza sia in altezza che larghezza e lunghezza, nel caso se ne debba utilizzare uno più voluminoso.

Altro componente di cui è stata tenuta in conto la possibilità di manutenzione futura è la pompa: nella posizione in cui si è venuta a trovare non è stato possibile creare un percorso diretto per raggiungerla, per questo motivo si è pensato di installare dei pannelli laterali smontabili, nella parete adiacente (in giallo in Figura 83).

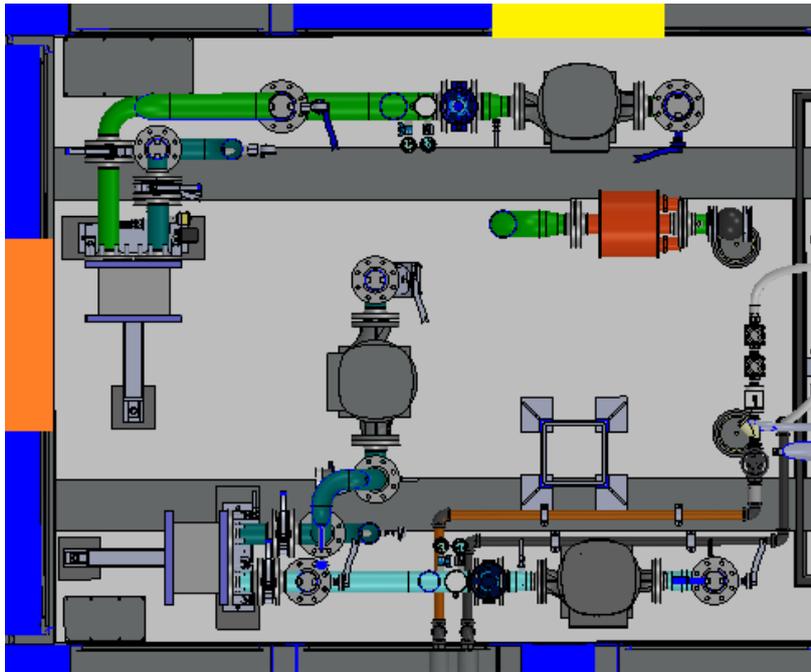


Figura 83 - Spazi adibiti alla manutenzione di pompa e scambiatore per il circuito HT

### 3.2.2 Il circuito LT

Le differenze tra circuito LT e HT sono poche; nell'LT:

- vi è solo una valvola a tre vie al posto di due;
- di solito vi è una differenza nel diametro dei tubi;
- l'uscita dell'acqua dal motore non è frontale ma laterale (la scelta del lato non è vincolata dal costruttore);

per il resto sono stati utilizzati gli stessi accorgimenti usati con il circuito HT.



Figura 84 - Circuito LT

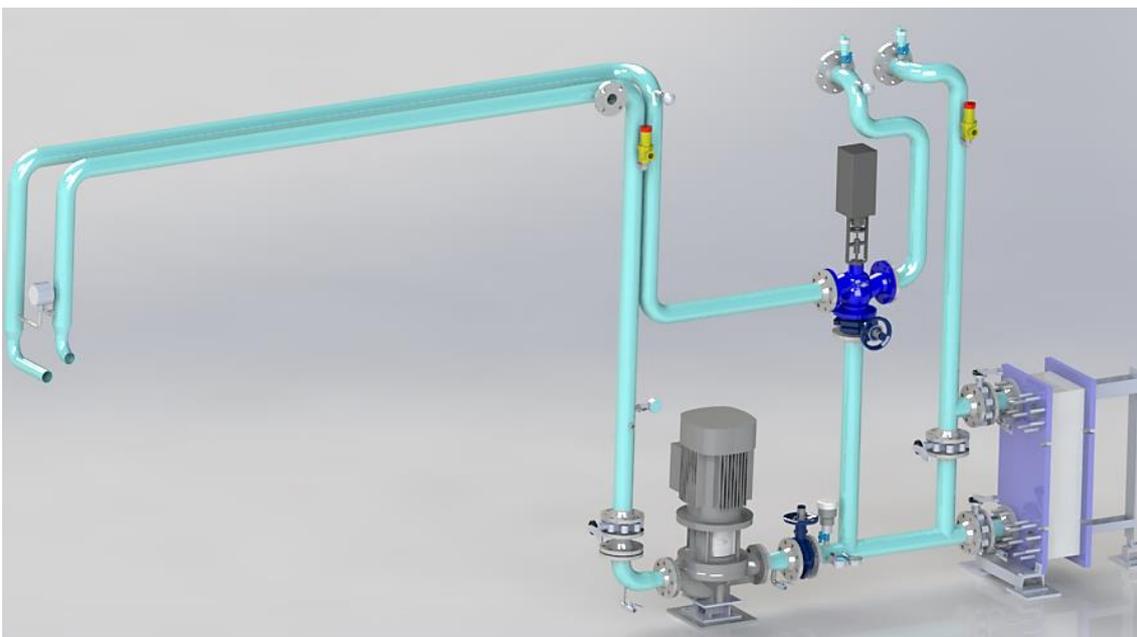


Figura 85 - Circuito LT (vista 2)

Anche in questo caso la manutenzione dello scambiatore è semplice in quanto è stato lasciato sufficiente spazio lateralmente per lo smontaggio delle piastre.

La pompa invece risulta irraggiungibile a causa del motore: anche in questo caso verrà installato un pannello smontabile nel container.

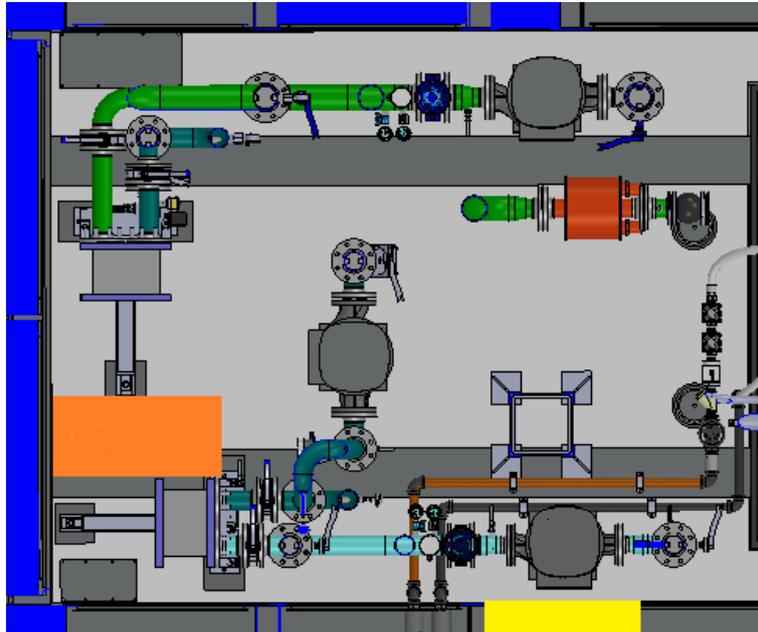


Figura 86 - Spazi adibiti alla manutenzione di pompa e scambiatore per il circuito LT

### 3.2.3 Il circuito utenza

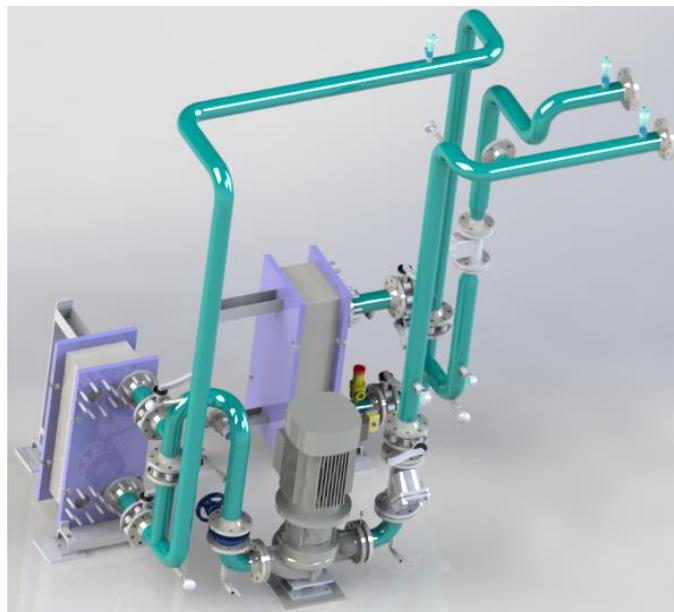


Figura 87 - Circuito utenza

Al contrario dei circuiti HT e LT, nel circuito utenza sono stati mantenuti sia il filtro che la valvola di non ritorno in mandata alla pompa: questa decisione è stata presa in maniera tale da poter usufruire di questo circuito per una grande varietà di utenze.



Figura 88 - Circuito utenza (vista 2)

In questo caso lo smontaggio della pompa è estremamente agevole in quanto da entrambi i lati non vi sono componenti che ostacolano il passaggio.

### 3.2.4 Le perdite di carico

Una volta che il percorso dei circuiti acqua è stato definito si è passati al calcolo delle perdite di carico per ognuno di essi, per tutte le taglie di potenza scelte. Per fare ciò ci si è avvalsi di un foglio di calcolo creato in precedenza durante il tirocinio svolto sempre in Costell. Per il circuito utenza non è stato effettuato il calcolo poiché non si conosce la distanza dei macchinari dal container e quindi la lunghezza dei tubi.

Sono state innanzitutto raccolte le temperature di uscita dell'acqua dal motore; con questo dato sono stati ricavati i valori di:

- viscosità dinamica, calcolata tramite interpolazione di dati sperimentali;
- densità, media ponderata tra la densità del glicole (considerata costante) e la densità dell'acqua pura, in base alla relazione:

$$\rho_{acqua\ pura} = 1000 \cdot \left( 1 - \frac{T + 288.9414}{508929.2 \cdot (T + 68.12963)} \cdot (T - 3.9863)^2 \right)$$

Taglia motore	Temperatura uscita acqua motore HT (°C)	Viscosità dinamica (kg/(m·s))	Densità (kg/mc)
854 kWe	90	0.00077793	1012
1560 kWe	93	0.00072076	1011
2000 kWe	93	0.00072076	1011
2500 kWe	99	0.00061866	1008

Tabella 2 - Proprietà dell'acqua glicolata nei circuiti HT

Taglia motore	Temperatura uscita acqua motore LT (°C)	Viscosità dinamica (kg/(m·s))	Densità (kg/mc)
854 kWe	42	0.00262644	1029
1560 kWe	44	0.00249707	1029
2000 kWe	45	0.00243478	1029
2500 kWe	48	0.00225701	1028

Tabella 3 - Proprietà dell'acqua glicolata nei circuiti LT

Sono stati quindi presi dalla documentazione dei motori i valori di portata massica elaborabili e, tramite questi, sono stati determinati i diametri dei tubi, tenendo presente che in base al know-how aziendale la velocità al loro interno doveva rimanere inferiore ai 2.5 m/s.

Taglia motore	Portata massica (kg/h)	Diametro tubi HT
854 kWe	37900	3"
1560 kWe	59000	4"
2000 kWe	75000	4"
2500 kWe	107520	5"

**Tabella 4 - Determinazione diametri tubi dei circuiti HT**

Taglia motore	Portata massica (kg/h)	Diametro tubi LT
854 kWe	24100	3"
1560 kWe	35000	3"
2000 kWe	40000	3"
2500 kWe	52000	4"

**Tabella 5 - Determinazione diametri tubi dei circuiti LT**

Assumendo come valore di scabrezza assoluta 0.045 mm si è proceduto quindi alla definizione delle perdite distribuite mediante l'uso del diagramma di Moody e il calcolo della cadente. Son state poi quantificate le perdite di carico concentrate dovute a curve (solo a 90°) e raccordi a T. Per poter effettuare questi conteggi sono stati raccolti innanzitutto i dati riguardanti i percorsi, all'interno e all'esterno del container. Con "Lunghezza totale" nella Tabella 6 si intende la lunghezza occupata da valvole e altri elementi del percorso in aggiunta a quella delle sole condotte ("Lunghezza soli tubi"). Si noti come il percorso tubi esterno al container abbia un grande peso sul percorso totale, sia per il circuito HT che per LT.

	HT interno	HT esterno	HT totale	LT interno	LT esterno	LT totale
Lunghezza soli tubi (m)	10.092	13.677	23.769	14.496	13.598	28.094
Lunghezza totale (m)	11.293	14.713	26.006	14.979	14.587	29.566
N° curve	13	10	23	15	10	25
N° raccordi a T flusso dritto	3	1	4	2	1	3
N° raccordi a T flusso deviato	2	0	2	1	0	1
N° riduttori concentrici	9	0	9	4	2	6

Tabella 6 - Proprietà del percorso tubi

Taglia motore	Perdite distribuite HT (barg)	Perdite concentrate curve HT (barg)
854 kWe	0.153	0.205
1560 kWe	0.090	0.165
2000 kWe	0.143	0.267
2500 kWe	0.090	0.223

Tabella 7 - Perdite di carico delle tubazioni del circuito HT

Taglia motore	Perdite distribuite LT (barg)	Perdite concentrate curve LT (barg)
854 kWe	0.085	0.068
1560 kWe	0.168	0.142
2000 kWe	0.215	0.186
2500 kWe	0.089	0.104

Tabella 8 - Perdite di carico delle tubazioni del circuito LT

Alle perdite delle Tabelle 7 e 8 vanno aggiunte le perdite concentrate di alcuni componenti molto impattanti su quelle totali del circuito, ossia:

- motore;
- valvola/e a tre vie;
- drycooler;
- scambiatore: essendo le perdite proporzionali alle dimensioni e non conoscendo queste ultime è stata ipotizzata una perdita standard di 0.4 barg, sia per il circuito HT che per LT.

I valori delle perdite fanno riferimento alla documentazione tecnica fornita per impianti già installati. Tra le perdite concentrate aggiuntive sono state conteggiate anche quelle delle sonde di temperatura, sebbene i relativi bassi valori potrebbero tranquillamente trascurati (sono sempre inferiori a 0,03 barg); sono presenti quattro PT100 nel circuito HT e tre nel circuito LT.

Taglia motore	Motore HT	Drycooler HT	Valvola a tre vie HT
854 kWe	1.5	0.30	0.8
1560 kWe	1.7	0.54	0.8
2000 kWe	1.7	0.35	0.8
2500 kWe	1.9	0.35	0.6

**Tabella 9 - Perdite concentrate principali dei circuiti HT (valori in barg)**

Taglia motore	Motore LT	Drycooler LT	Valvola a tre vie KT
854 kWe	0.8	0.42	0.8
1560 kWe	1.4	0.47	0.8
2000 kWe	0.6	0.65	0.8
2500 kWe	1.2	0.42	0.8

**Tabella 10 - Perdite concentrate principali dei circuiti LT (valori in barg)**

Una volta ricavate tutte le perdite concentrate e distribuite dei circuiti, non restava che sommarle per ottenere quelle totali. Nelle seguenti tabelle sono raggruppati i risultati delle perdite di carico per le varie taglie di impianto.

Taglia motore	Diametro tubi HT	Perdite totali HT
854 kWe	3"	4.18
1560 kWe	4"	4.51
2000 kWe	4"	4.49
2500 kWe	5"	4.58

Tabella 11 - Perdite totali dei circuiti HT (valori in barg)

Taglia motore	Diametro tubi LT	Perdite totali LT
854 kWe	3"	2.58
1560 kWe	3"	3.39
2000 kWe	3"	2.87
2500 kWe	4"	3.02

Tabella 12 - Perdite totali dei circuiti LT (valori in barg)

### 3.2.5 I vasi di espansione

Per la scelta del giusto numero e misure dei vasi di espansione in commercio è indispensabile innanzitutto calcolare il volume minimo necessario per ogni circuito. Lo si fa tramite la formula:

$$V_{vasi} = \frac{e \cdot V_c}{1 - \frac{p_i + 1}{p_f + 1}}$$

con:

$e = 0.404310$  coefficiente di espansione di una miscela acqua e glicole al 35% con temperatura acqua di ingresso alimento a 10°C e temperatura massima di esercizio di 100°C (il valore è il risultato di una interpolazione di dati sperimentali);

$V_c$  volume di acqua contenuta nel circuito;

$p_i = 1.5$  barg pressione relativa iniziale di precarica del vaso (definita dal costruttore dei vasi di espansione);

$p_f$  pressione relativa finale di taratura della valvola di sicurezza. Viene definita dal costruttore di motori e vale:

- 6 barg per il motore da 854 kWe;
- 3 barg per i motori da 1560 kWe e 2000 kWe;
- 2.5 barg per il motore da 2500 kWe.

Il valore calcolato viene moltiplicato un coefficiente di sicurezza in maniera tale da aumentare del 20% il volume dei vasi:

$$V_{vasif} = 1.2 \cdot V_{vasi}$$

Le taglie disponibili sul mercato che permettono il fissaggio a muro dei vasi sono due: una più piccola da 35 litri e una più grande da 50 litri. La differenza di dimensioni tra le due taglie è solo in altezza (dimensione “L” in Figura 89), mentre quella di costo è trascurabile. Finora da Costell per consuetudine sono sempre stati selezionati vasi da 50 litri, tuttavia per limitare lo spazio occupato si è deciso di prendere in considerazione anche quelli da 35 litri.

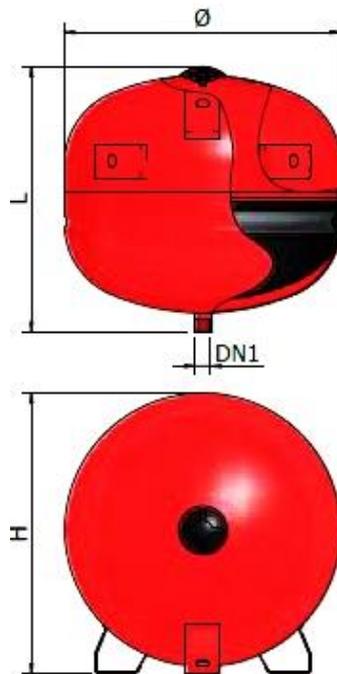


Figura 89 - Dimensioni di un vaso di espansione

Si incomincia quindi il dimensionamento con il calcolo del volume dell'acqua contenuta nei circuiti (i valori di volume presenti nelle tabelle seguenti sono espressi in litri). Il volume d'acqua contenuto nei drycooler è stato scelto prendendo valori utilizzati in precedenti progetti; per gli scambiatori invece, essendo impossibile stabilire a priori un valore preciso, è stato usato quello più gravoso, relativo a un precedente impianto da 2500 kWe (30 litri). Anche in questo caso per il circuito utenza non è stato effettuato il calcolo poiché non si conosce la lunghezza del percorso e quindi nemmeno il contenuto di acqua del circuito.

Taglia motore	Diametro tubi HT	Volume acqua motore HT (l)	Volume acqua drycooler HT (l)	Contenuto di acqua HT (l)
854 kWe	3"	135	75	467
1560 kWe	4"	151	95	712
2000 kWe	4"	210	149	825
2500 kWe	5"	290	180	936

Tabella 13 - Contenuto di acqua per i circuiti HT

Taglia motore	Diametro tubi LT	Volume acqua motore LT (l)	Volume acqua drycooler LT (l)	Contenuto di acqua LT (l)
854 kWe	3"	15	59	354
1560 kWe	3"	20	125	425
2000 kWe	3"	25	168	473
2500 kWe	4"	50	250	818

Tabella 14 - Contenuto di acqua per i circuiti LT

Si passa poi al dimensionamento dei vasi di espansione per le varie taglie dell'impianto.

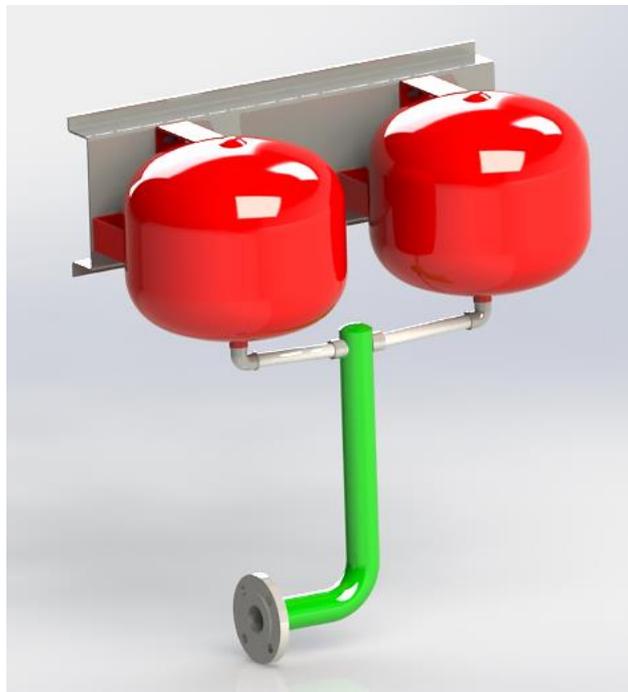
Taglia motore	$V_{vasif}$ HT (l)	Vasi scelti per circuito HT
854 kWe	38	1 da 50 l
1560 kWe	98	2 da 50 l
2000 kWe	114	1 da 50 l + 2 da 35 l
2500 kWe	169	3 da 50 l + 1 da 35 l

Tabella 15 - Dimensionamento vasi di espansione circuito HT

Taglia motore	$V_{vasif}$ LT (l)	Vasi scelti per circuito LT
854 kWe	28	1 da 35 l
1560 kWe	59	2 da 35 l
2000 kWe	65	2 da 35 l
2500 kWe	148	3 da 50 l

**Tabella 16 - Dimensionamento vasi di espansione circuito LT**

Di seguito sono mostrati infine i soli circuiti per i vasi di espansione. Quelli riportati sono esempi con vasi da 50 litri di volume. È stato lasciato un adeguato spazio nel container affinché ce ne fosse a sufficienza anche per la taglia più grande da 2500 kWe.



**Figura 90 - Circuito vasi HT**

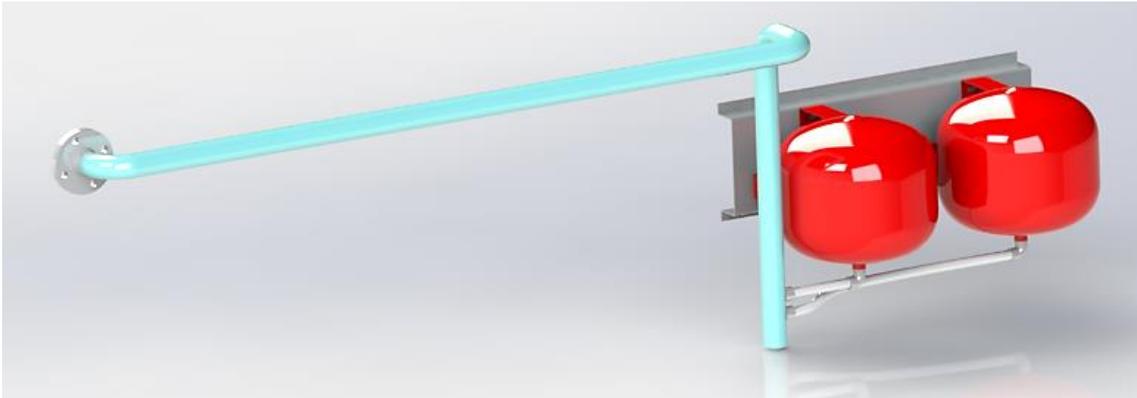


Figura 91 - Circuito vasi LT



Figura 92 - Circuito vasi utenza

### 3.2.6 Il percorso tubi completo

Seguono infine alcune immagini raffiguranti il giro tubi completo dei circuiti acqua all'interno del container.

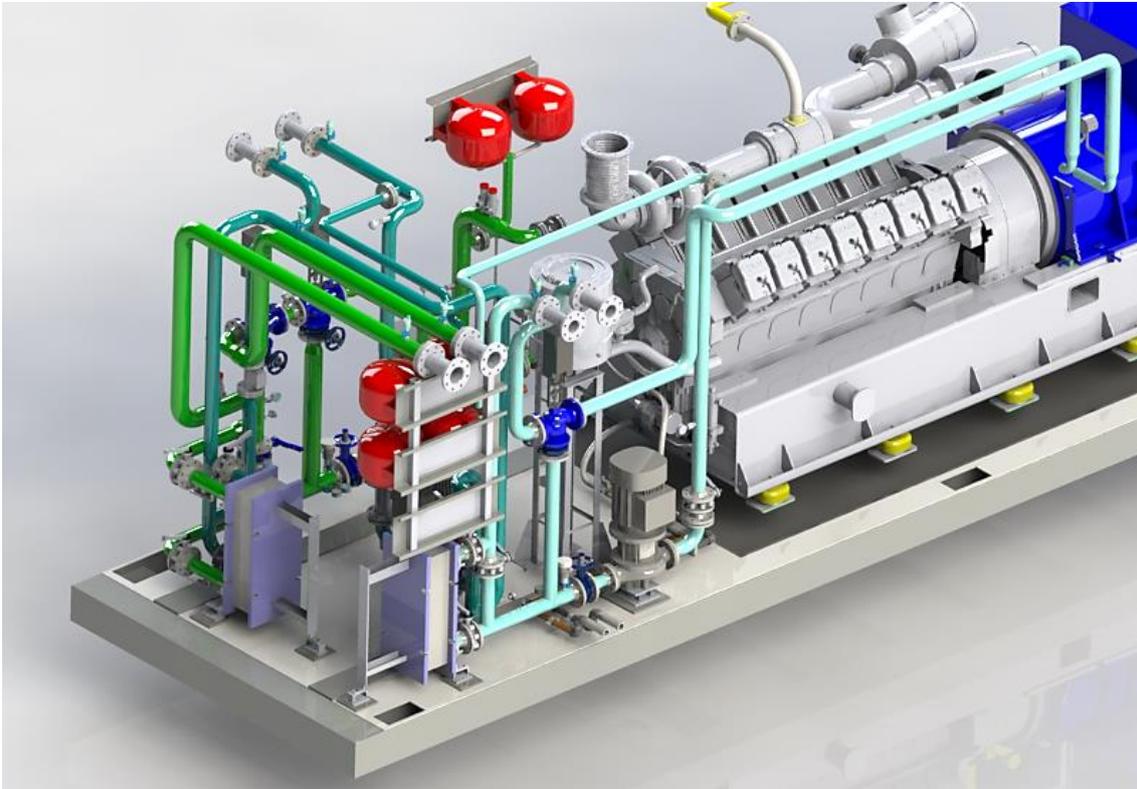


Figura 93 - Percorso tubi completo

Si può notare come i vasi di espansione non ostacolano il passaggio all'interno del container: quelli del circuito HT sono infatti posizionati in una posizione sopraelevata, mentre quelli dei circuiti LT e utenza sono fissati a parete in concomitanza dello scambiatore del circuito LT, vista la presenza di spazio inutilizzato sopra quest'ultimo.

Tutte le valvole a globo, a tre vie e a farfalla risultano facilmente raggiungibili dagli operatori durante le operazioni di collaudo e manutenzione.

Il percorso tubi è stato reso molto più lineare rispetto ai precedenti progetti, diminuendo non solo il numero di curve necessarie, ma anche la lunghezza totale delle tubazioni di circa un terzo.

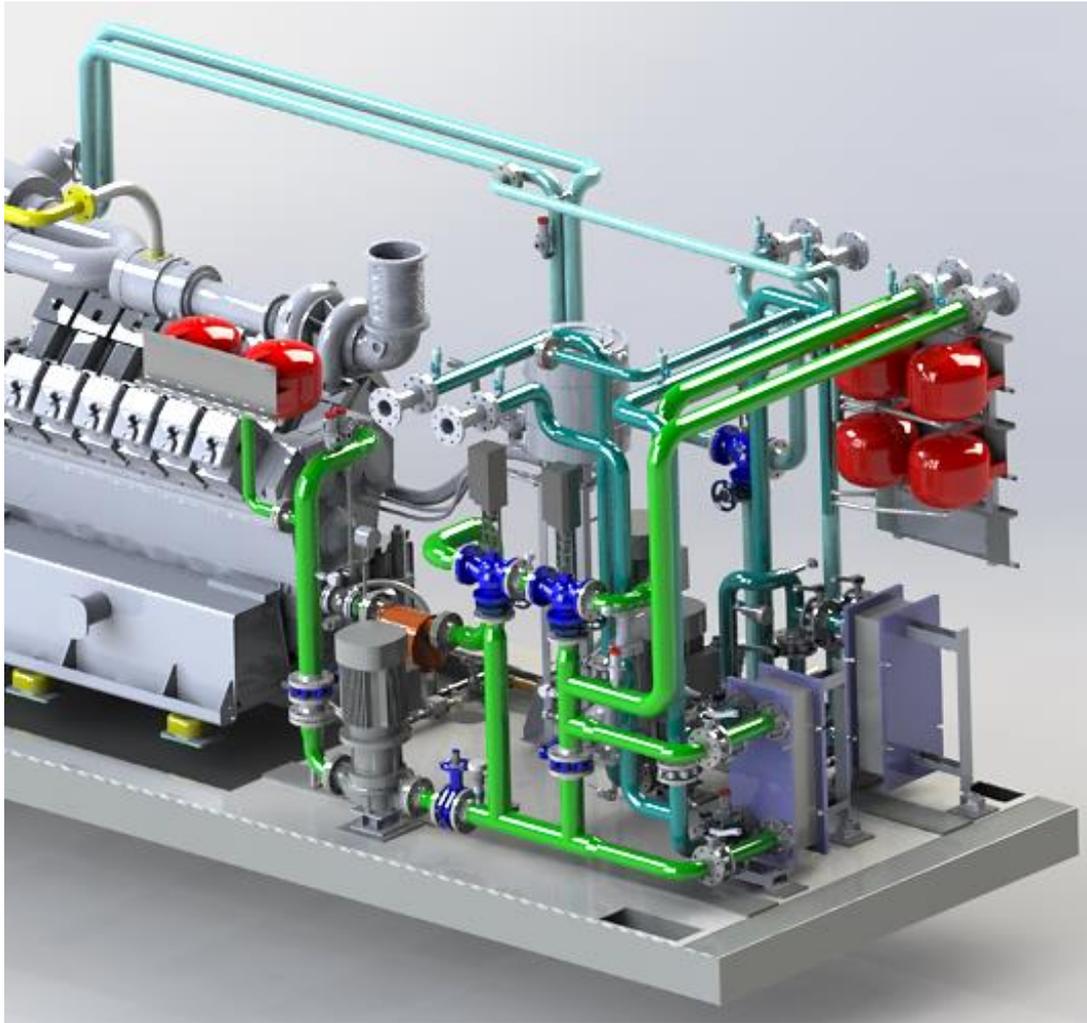


Figura 94 - Percorso tubi completo (vista 2)

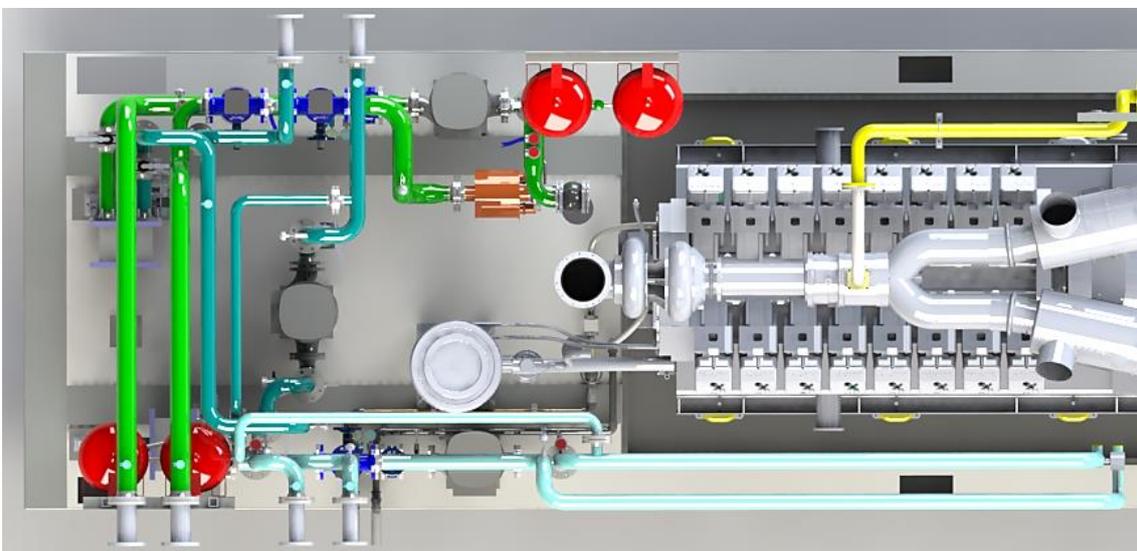


Figura 95 - Percorso tubi completo (vista superiore)

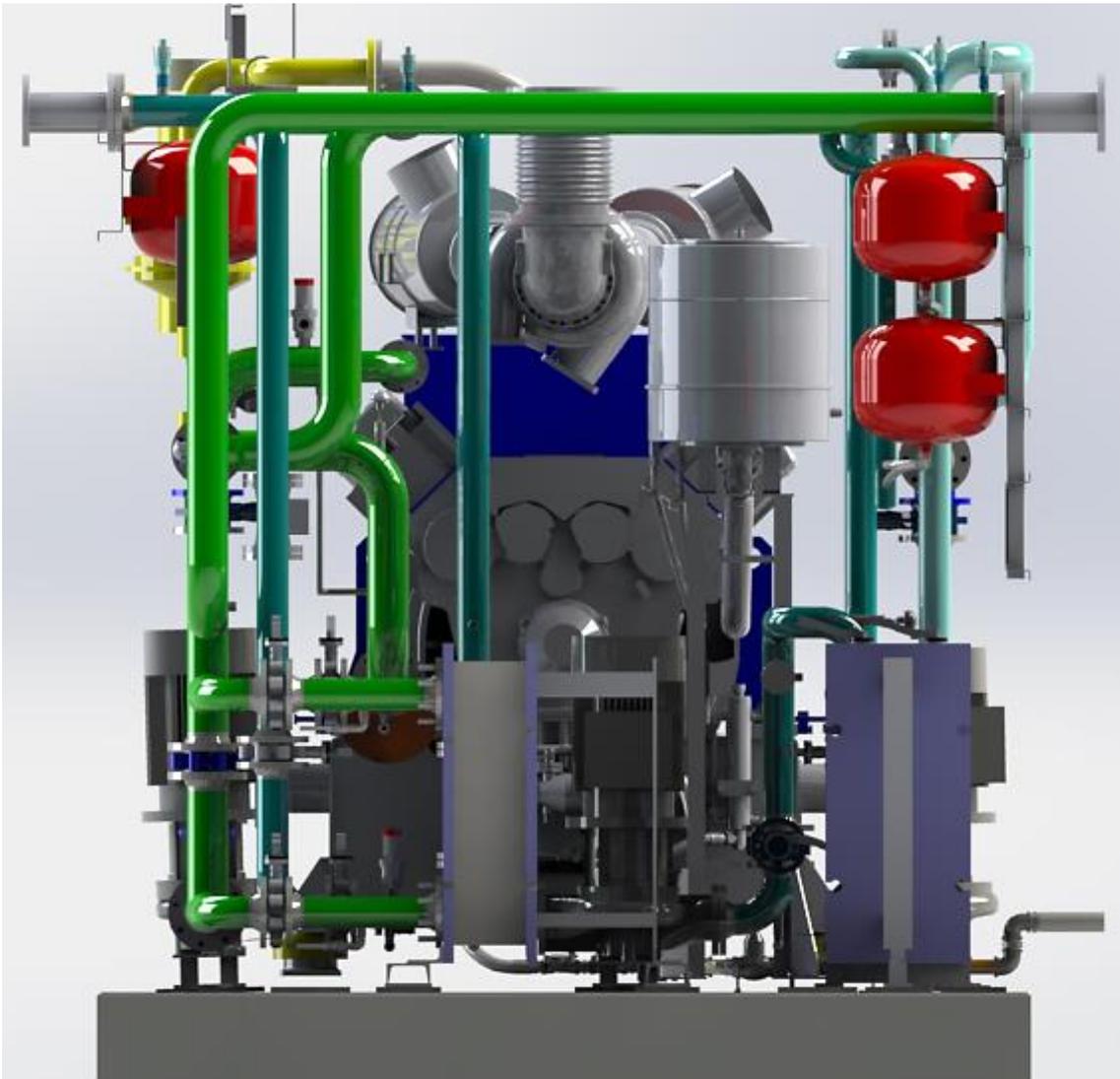


Figura 96 – Percorso tubi completo (vista laterale)

In Figura 96 vengono visualizzati i circuiti acqua da un punto di vista simile a quello che avrebbe un operatore avrebbe se aprisse le due ante della porta anteriore: si può constatare come lo scambiatore del circuito HT sia subito disponibile per la manutenzione, insieme alle valvole a farfalla che, se chiuse, lo isolerebbero dal resto del circuito.



## Conclusioni e ringraziamenti

Si è partiti delineando il settore di riferimento e gli impieghi principali degli impianti realizzati da Costell. Sono state studiate quindi le varie tipologie di impianti cogenerativi e il loro mercato in Italia, focalizzandosi su quelli che utilizzano come gruppo di potenza i motori a combustione interna, ritenuti i più adatti agli scopi prefissati.

Passando successivamente all'esame degli impianti containerizzati realizzati in precedenza dalla ditta, sono stati esaminati tutti i componenti con le loro caratteristiche tecniche ed è stata valutata la loro importanza e il livello di ottimizzazione nel posizionamento che avevano raggiunto.

Dopo questa analisi si è passati al disegno CAD dell'impianto, tenendo presenti tutte le criticità riscontrate in precedenza e rendendo il giro tubi il più semplice e flessibile alle varie esigenze del cliente.

Si è riusciti quindi a creare un utile standard da cui partire per la progettazione di impianti di cogenerazione containerizzati. Questo lavoro permetterà a Costell di avere un buon punto di partenza per la creazione del CAD dell'impianto. Sarà inoltre velocizzato il lavoro di progettazione dell'ufficio tecnico di Costell, che dovrà intervenire con l'ingegneria su un minor numero di parametri.

Ulteriore sviluppo a questo lavoro potrà essere dato effettuando una *stress analysis* delle condotte, in maniera tale da disporre al meglio i supporti ed evitare il rischio di guasti ai circuiti.

\* \* \*

Ringrazio innanzitutto il Professore e Relatore Ing. Marco Lorenzini, per la disponibilità dimostrata prima nel periodo di tirocinio e poi nel lavoro di tesi. Ringrazio l'Ing. Daniele Fattini che mi ha seguito in azienda e da cui ho imparato tanto sull'argomento e su come si svolge il lavoro all'interno di un ufficio tecnico.

Vorrei infine esprimere un sincero ringraziamento alla mia famiglia, ai miei amici più cari, a Marco, Davide e Laura con cui ho più condiviso il percorso magistrale e infine a Elena, che mi ha dato un gran supporto e aiuto durante l'ultimo anno.



## Bibliografia

M. Lorenzini, *“Appunti del corso di Termofluidodinamica avanzata e controlli termici”*

C. Sacconi, M. Pellegrini, *“Appunti del corso di Impianti meccanici”*

R. Carfagna, G. Sorrentino, *“Impianti di cogenerazione e trigenerazione. Guida alla progettazione, realizzazione e gestione”*

[www.gse.it](http://www.gse.it) (relazioni annuali del GSE)

[www.den.unipi.it/roberto.lensi/icre/3chp1.pdf](http://www.den.unipi.it/roberto.lensi/icre/3chp1.pdf)

[www.autorita.energia.it/allegati/docs/17/464-17.pdf](http://www.autorita.energia.it/allegati/docs/17/464-17.pdf)

[www.cism.it/courses/](http://www.cism.it/courses/)

[www.assolombarda.it/fs/20081014114218\\_43.pdf](http://www.assolombarda.it/fs/20081014114218_43.pdf)

[www.costell.it](http://www.costell.it)

