



Lucchini Energia - Centrale a Ciclo Combinato di Potenza pari a 400 MWe nell'ambito del Porto industriale di Trieste - "Studio di fattibilità di un ciclo chiuso delle acque che comprenda le acque del Terminale GNL, le acque di raffreddamento dell'inceneritore AcegasAps e le acque di raffreddamento della centrale in progetto"

RELAZIONE TECNICA

Indice

1)	Inquadramento del problema proposto, analisi della bibliografia	pag. 2
2)	Dati di progetto, da analisi dell'interfaccia impiantistica "lato freddo" (caratteristiche dei vaporizzatori e della stazione di pompaggio acqua di mare) e "lato caldo" (caratteristiche dei condensatori di centrale ed inceneritore)	pag. 3
3)	Bilanci di energia e di massa	pag. 6
4)	Analisi delle alternative impiantistiche e individuazione della soluzione proposta	pag. 9
5)	Dimensionamento di massima delle opere (tubazioni, pompe, scambiatori etc.)	pag. 19
6)	Stima economica di massima delle opere	pag. 25
7)	Conclusioni: analisi complessiva dei costi e dei benefici	pag. 26
	Bibliografia	pag. 28
	Allegati	



1) Inquadramento del problema proposto, analisi della bibliografia

Nell'area del porto industriale di Trieste è allo studio la realizzazione di una centrale a ciclo combinato gas-vapore, alimentata a gas naturale, nel seguito indicata "centrale CC". Nell'area limitrofa, ad ovest della centrale CC, è previsto l'insediamento di un terminale per la rigassificazione del GNL, nel seguito indicato "rigassificatore". La centrale in progetto prevede, quale fluido "di raffreddamento" per la condensazione del vapore scaricato dalla turbina, l'acqua di mare impiegata nel rigassificatore quale vettore termico per la rigassificazione.

A seguito di esplicita richiesta da parte delle Autorità competenti per l'istruttoria di VIA, e precisamente con nota prot. CTVA-2009-0004879 del 24/12/2009 del Ministero dell'Ambiente, è stato richiesto uno "Studio di fattibilità di un ciclo chiuso delle acque che comprenda le acque del Terminale GNL, le acque di raffreddamento dell'inceneritore Acegas-Aps e le acque di raffreddamento della centrale in progetto".

I due processi di rigassificazione del GNL e di generazione di energia elettrica mediante cicli termodinamici comportano, infatti, rispettivamente assorbimento e cessione di ingenti quantità di calore, per cui è conveniente studiare una razionale interazione tra gli impianti per contenere ai minimi valori possibili l'entità globale dei loro scambi termici con l'ambiente.

In letteratura sono descritti diversi possibili impieghi della potenza frigorifera resa disponibile da un terminale GNL (ad es.: desalinizzazione dell'acqua di mare, produzione di acqua refrigerata e alimenti surgelati, impiego in processi chimici di vario tipo, utilizzo quale pozzo di calore di cicli motori con sorgente termica a bassa temperatura), ma se si limita l'analisi alla possibile integrazione con centrali a ciclo combinato emergono due possibilità, descritte ad esempio in [1, 2]: *i)* collegamento in serie tra condensatore della TV e vaporizzatori (l'ordine può essere anche invertito) e *ii)* raffreddamento dell'aria in ingresso nella TG.

La prima soluzione è coerente con le finalità del presente studio, e sarà in seguito approfondita, ma anche la seconda può essere interessante in linea di principio. Essa permette, infatti, di ridurre il raffreddamento dell'acqua di mare prelevata per la rigassificazione prima della sua restituzione al bacino, risultato analogo a quello cui tende la prima soluzione, e nello stesso tempo consente di aumentare la produttività della centrale grazie all'incremento della massa d'aria introdotta nel turbogas. Le prestazioni ottenibili sono analizzate in [3], mentre un esempio realizzato a Barcellona è descritto in [4]. Altre realizzazioni in India e Porto Rico sono citate in [1]. L'efficacia ambientale ed economica di tale soluzione è condizionata dai seguenti vincoli operativi:

- si può utilizzare il freddo per raffreddare l'aria in ingresso TG, ma per problemi di formazione di ghiaccio nella portata d'aria aspirata, il limite minimo per la temperatura dell'aria ammesso nel compressore è di 7°C. Questo significa che tale tecnica porta benefici solo in siti in cui la temperatura ambiente non scende quasi mai sotto i 20 °C;
- rigassificatore e centrale devono avere modalità operative analoghe (preferibilmente entrambi gli impianti devono coprire il carico di base, con funzionamento continuo e alta produttività, oppure anche i carichi di punta, ma con tabelle di marcia coincidenti), per cui è richiesta una forte integrazione gestionale;
- le potenzialità dei due impianti devono essere tra loro compatibili, ossia le portate di LNG da rigassificare e d'aria aspirata dal turbogas devono essere tali da consentire un incremento significativo delle prestazioni nei termini indicati. In generale questo comporta un forte sovradimensionamento del terminale GNL rispetto ai consumi della centrale. Dal punto di vista economico, l'aumento di produzione annua di energia elettrica deve trovare una conveniente collocazione sul mercato per ammortizzare i rilevanti costi aggiuntivi d'impianto.

Analizzando i vincoli illustrati con riferimento alle caratteristiche degli impianti oggetto dello studio, si rileva che nessuno di essi è realmente soddisfatto per il caso di interesse, ma in particolare i primi due appaiono determinanti per il mancato impiego di tale applicazione. Infatti, le temperature mensili minime medie e massime medie del sito sono superiori o pari a 20°C solo



rispettivamente per due e cinque mesi all'anno (<http://www.meteo-net.it/statistiche/tempmedie.aspx>) mentre, con riferimento al secondo punto, per il rigassificatore è previsto un funzionamento continuo ma la centrale CC potrebbe essere soggetta a fermate e variazioni di carico, consentite dalla tecnologia realizzativa, in funzione della strategia di gestione della rete elettrica (cfr. par. 2.2). Inoltre, le proprietà e le responsabilità della gestione dei due impianti sono distinte. Per i motivi illustrati, dunque, il raffreddamento dell'aria in ingresso nella TG non sarà tenuto in considerazione.

Lo studio riguarderà quindi esclusivamente l'integrazione termica tra il rigassificatore e il condensatore della TV. Tale integrazione potrebbe essere estesa anche al condensatore del termovalorizzatore di proprietà di Acegas-Aps, che è stato realizzato in un'area adiacente ad est di quella individuata per la realizzazione della centrale CC.

Lo studio sarà soggetto ai seguenti vincoli:

- l'integrazione tra gli impianti dovrà modificare il meno possibile l'assetto previsto di questi;
- l'obiettivo principale è la minimizzazione dell'impatto ambientale, mentre l'eventuale miglioramento del rendimento e/o della produttività della centrale è un obiettivo secondario;
- il funzionamento di ogni singolo impianto deve essere garantito anche in caso di fermata dell'altro/altri;
- le soluzioni impiantistiche prese in considerazione devono essere basate su tecnologie collaudate e devono quindi trovare riscontro nella letteratura tecnico-commerciale.

Si analizzano di seguito alcune soluzioni significative reperite in letteratura.

In [5] è descritto l'impianto di Bilbao, dove è stato costruito un rigassificatore da 800 000 Nm³/h dotato di vaporizzatori che utilizzano acqua di mare in precedenza riscaldata nel condensatore della centrale a ciclo combinato (due TG + una TV con potenza complessiva installata di circa 800 MW); il ciclo di raffreddamento in questo caso è aperto. In [6], oltre alle caratteristiche dei diversi tipi di vaporizzatori e del loro impatto ambientale, è riportata la descrizione di un impianto integrato rigassificatore – ciclo combinato in circuito chiuso (6.9 milioni di ton/anno rigassificate e 390 MWe installati). Il circuito in questo caso è chiuso e permette di avere un ΔT dell'acqua di 20°C nel rigassificatore. In [7] è descritta l'integrazione, nel processo per la produzione di carbonato di sodio nell'ambito del polo chimico Solvay, del rigassificatore di Rosignano - per il quale è in corso l'iter autorizzativo - e di un rigassificatore di etilene. L'integrazione è estesa inoltre a una centrale cogenerativa esistente da 400 MW e a una seconda, della stessa potenza, in fase di realizzazione. In questo caso si utilizzerebbe un circuito aperto con acqua di mare: essa prima entra nei vaporizzatori, poi è usata come acqua di raffreddamento nei processi industriali ed energetici suddetti, prima di essere scaricata di nuovo a mare.

Con riferimento allo specifico problema proposto, in [8] sono riportate le conclusioni di una valutazione di fattibilità dell'integrazione del terminale LNG con il termovalorizzatore Acegas-Aps, che ha evidenziato potenziali benefici ambientali in termini di contenimento del raffreddamento dell'acqua di mare e di incremento di rendimento del termovalorizzatore. Una parte dell'acqua di mare utilizzata nel rigassificatore sarebbe inviata a uno scambiatore a piastre, di interfaccia con il circuito chiuso del condensatore del termovalorizzatore, che potrebbe operare in alternativa, affiancandolo, all'attuale circuito ad acqua dolce con torre di refrigerazione.

2) Dati di progetto, da analisi dell'interfaccia impiantistica "lato freddo" (caratteristiche dei vaporizzatori e della stazione di pompaggio acqua di mare) e "lato caldo" (caratteristiche dei condensatori di centrale ed inceneritore)

2.1 "lato freddo": RIGASSIFICATORE LNG [9]-[10]

Prevede l'utilizzo di acqua di mare per il riscaldamento del gas naturale liquefatto. La temperatura dell'acqua in ingresso ai vaporizzatori deve mantenersi sopra un valore limite, di seguito riportato,



per permettere alle apparecchiature di lavorare in condizioni tali da evitare la formazione di ghiaccio sull'esterno dei pannelli dei vaporizzatori. Inoltre, l'acqua di mare deve essere clorinata per evitare la formazione di depositi e incrostazioni di natura biologica.

I principali dati di funzionamento sono:

- producibilità di progetto: 1075000 m³/h
- tipologia e numero vaporizzatori: 5 ORV (Open Rack Vaporizers)
- portata d'acqua di progetto per ogni ORV: 6400 m³/h
- potenza termica (frigorifera) disponibile per ogni ORV: 29.71 MW
- potenza termica (frigorifera) disponibile totale: 148.55 MW
- portata d'acqua totale: 32000 m³/h
- ΔT acqua di progetto: 4°C
- ΔT massimo ammissibile acqua mare da vaporizzazione: 5°C
- giorni di produttività di progetto: 310g/anno (Load Factor pari a LF=0.85)
- temperatura minima acqua mare ingresso ORV: 7°C

Sono presenti due SCV (Submerged Combustion Vaporizers) di riserva, nel caso in cui sia richiesta una potenza termica aggiuntiva - integrativa agli ORV. Gli SCV assicurano il 19% della produttività totale.

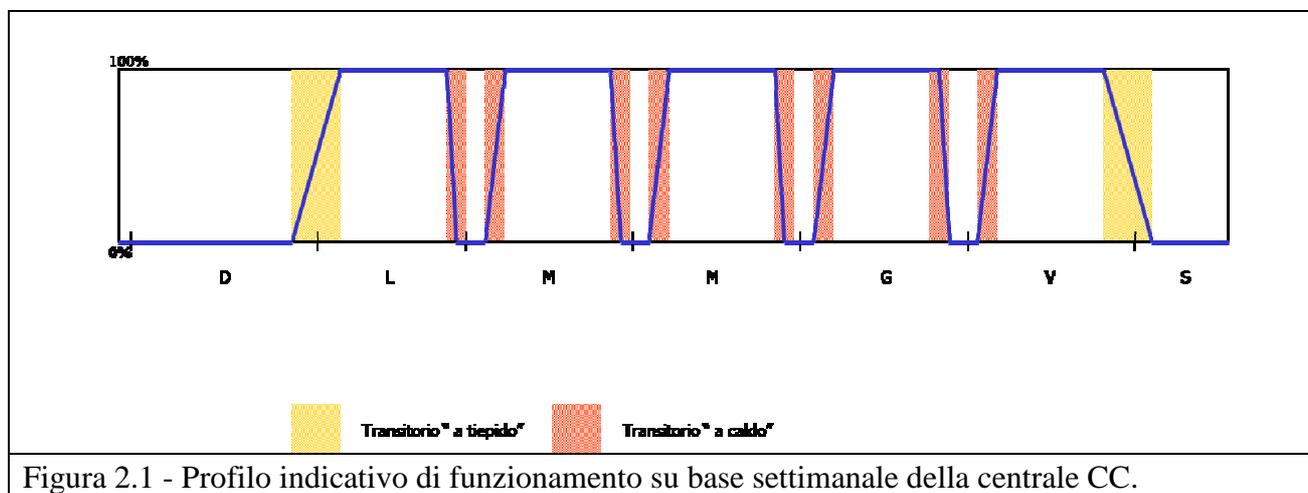
2.2 "lato caldo": CENTRALE A CICLO COMBINATO [11]

Il sistema di raffreddamento è ad acqua di mare, sia per il condensatore a superficie del vapore scaricato dalla TV, sia per gli scambiatori necessari per il raffreddamento del macchinario ausiliario di centrale.

I principali dati di funzionamento sono:

- consumo previsto di acqua di mare: 28000 m³/h
- potenza termica da sottrarre al condensatore della TV in condizioni nominali: 230 MW
- potenza termica da asportare per il raffreddamento dei macchinari: 8.5 MW
- giorni di produttività di progetto: 237g/anno (Load Factor pari a LF=0.65)

Il profilo indicativo di funzionamento su base settimanale è riportato in fig.2.1, dove si osserva un funzionamento discontinuo con fermate notturne e festive. Più in dettaglio, si stima che la centrale a ciclo combinato proposta possa funzionare a pieno regime da un minimo di circa 3000 h/anno fino a circa 6000 h/anno (come indicato nello SIA e nella rev. 0 della documentazione tecnica per rilascio AIA), in dipendenza di molteplici fattori condizionanti ed in particolare dello specifico contesto energetico di riferimento.



Sulla base delle attuali condizioni di mercato, ad esempio, il profilo tipico di esercizio prevede un funzionamento a pieno regime per circa 3800 h/anno a copertura, in particolare, delle fasce orarie di



picco della domanda di energia elettrica. Quest'ultima, quindi, in aderenza all'attuale scenario operativo è l'ipotesi adottata per le valutazioni di interesse.

La fig.2.2 riporta le curve di prestazione del condensatore e il legame tra temperatura dell'acqua di mare e il rendimento della centrale CC, fornite da Ansaldo Energia, progettista dell'impianto.

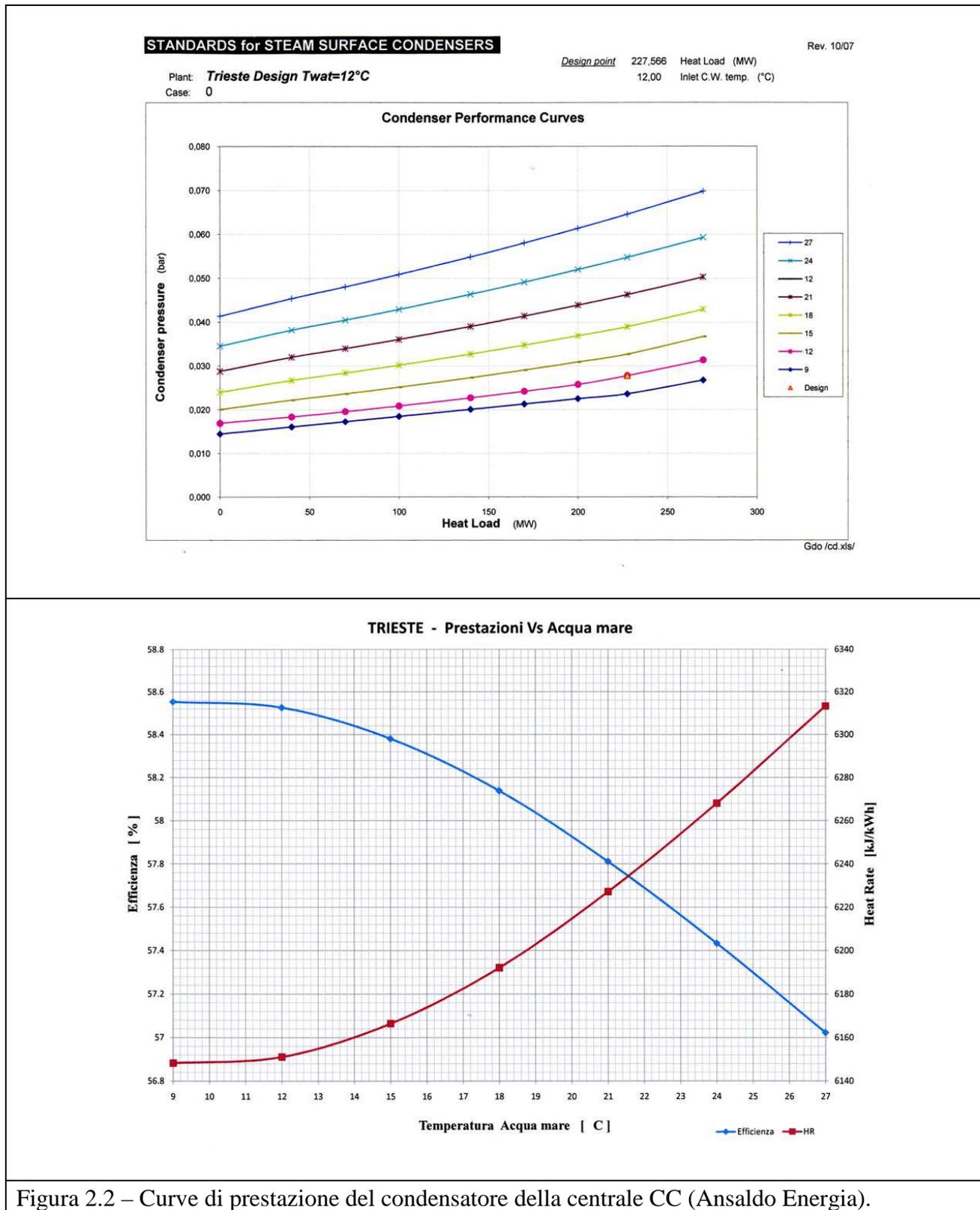


Figura 2.2 – Curve di prestazione del condensatore della centrale CC (Ansaldo Energia).



2.3 “lato caldo”: TERMOVALORIZZATORE ACEGAS-APS [8]

Il sistema di raffreddamento è ad acqua dolce con torri di raffreddamento. I principali dati di funzionamento sono:

- potenza termica di progetto torri di raffreddamento: 52.3 MW
- variazione di temperatura massima acqua di refrigerazione: 9°C
- portata pompa di refrigerazione (una di riserva): 3500 m³/h
- potenza termica che è necessario asportare dal condensatore della TV in condizioni nominali: 36 MW (situazione attuale)
- potenza termica che è necessario asportare dal condensatore della TV in condizioni nominali: 48 MW (possibile situazione futura)
- operatività annuale: 8000 h/anno, non sempre a pieno carico

2.4 condizioni ambientali del sito[11]

- temperatura massima aria 36°C
- temperatura minima aria -8 °C
- campo umidità relativa 7 - 99%
- umidità relativa di progetto 64%
- temperatura massima H₂O mare 25.1 °C
- temperatura minima H₂O mare 7.5 °C

Una sintesi dei dati ambientali in funzione della variabilità stagionale è riportata in tab. 2.1.

	T media °C	p media hPa	U.R. media %	T media mare °C
Condizioni annuali medie	+15.0	1016.5	64	16.0
Condizioni invernali medie (Febbraio)	+6.9	1020.3	63	8.7
Condizioni estive medie (Luglio)	+24.3	1014.3	57	24.1
Condizioni invernali estreme	-8.0	1020.3	63	7.5
Condizioni estive estreme	+36.0	1014.3	30	25.1

Tabella 2.1 – Dati ambientali del sito.

3) Bilanci di energia e di massa

Sulla base dei dati presentati in precedenza, si sono definiti i bilanci termici dei tre principali componenti coinvolti: il rigassificatore e i condensatori della centrale CC e del termovalorizzatore. Nella tabella 3.1 sono riportati i bilanci nelle condizioni climatiche di tabella 2.1, nell'ipotesi che i condensatori siano a valle del rigassificatore. Essi ricevono quindi l'acqua in uscita dagli ORV, con temperatura ridotta di 4°C rispetto a quella del mare (cfr. par. 2.1). In mancanza di informazioni più specifiche, le potenze termiche da scambiare nei condensatori sono state supposte sempre pari ai valori nominali di 230 MW per la centrale CC (cfr. par. 2.2) e di 36 MW per il termovalorizzatore (cfr. par. 2.3). Il salto termico nel condensatore della centrale CC è stato posto eguale a 7.7°C, pari alla media dei valori riportati nei bilanci termici presentati in [11], mentre per il termovalorizzatore si è assunto il dato del par. 2.3. Il rendimento della centrale CC è stato ottenuto dal diagramma di Fig.2.2, in funzione della temperatura dell'acqua entrante nel condensatore. Le portate sono il risultato del calcolo di bilancio termico: per il termovalorizzatore ed il rigassificatore sono confermati i valori già riportati nei paragrafi 2.3 e 2.1, mentre per quanto riguarda la centrale CC sembra essere sufficiente una portata di 25700 m³/h, inferiore a quella prudenziale di progetto di 28000 m³/h riportata al par. 2.2. I bilanci evidenziano che, se tutti i componenti lavorano al carico



nominale, si ha un esubero di potenza termica di 117 MW (escludendo il calore di raffreddamento degli ausiliari di centrale). Se il condensatore del termovalorizzatore è escluso dal bilancio, si presenta ancora un esubero di 81 MW, che si annulla qualora il condensatore della centrale CC riduca la sua potenza termica al 64.5% di quella nominale.

	T media °C		Cond. centrale CC (a valle ORV)					Cond. Termovalorizzatore (TORRE)				5 ORV Rigassificatore (acqua di MARE)				Pot. MW eccesso
	T media °C	T media mare °C	eta centrale	Tin °C	Tout °C	Pot MW	portata m3/h	Tin °C	Tout °C	Pot MW	portata m3/h	Tin °C	Tout °C	Pot MW	portata m3/h	
Condizioni annuali medie	15.0	16.0	58.53	12.0	19.7	230	25.727	15.0	24.0	36	3.445	16.0	12.0	-148.55	31.986	117
Condizioni invernali medie	6.9	8.7	58.58	4.7	12.4	230	25.727	6.9	15.9	36	3.445	8.7	4.7	-148.55	31.986	117
Condizioni estive medie (Luglio)	24.3	24.1	57.9	20.1	27.8	230	25.727	24.3	33.3	36	3.445	24.1	20.1	-148.55	31.986	117
Condizioni invernali estreme	-8.0	7.5	58.58	3.5	11.2	230	25.727	-8.0	1.0	36	3.445	7.5	3.5	-148.55	31.986	117
Condizioni estive estreme	36.0	25.1	57.8	21.1	28.8	230	25.727	36.0	45.0	36	3.445	25.1	21.1	-148.55	31.986	117

Tabella 3.1 – Bilanci in diverse condizioni climatiche, con termovalorizzatore.

Supponiamo ora che il rigassificatore riceva il vettore termico a una temperatura inferiore a quella del mare, situazione che si presenta nel caso in cui gli ORV operino in circuito chiuso assorbendo calore dall'acqua di mare per il tramite di uno scambiatore d'interfacciamento (come sarà illustrato al par.4). Se ipotizziamo ancora che solo il condensatore della centrale CC sia integrato con il rigassificatore, l'esubero di potenza termica resta invariato rispetto al caso prima illustrato ma si presentano dei problemi nelle condizioni di funzionamento invernali. Infatti, la temperatura di uscita dal rigassificatore del vettore termico può avvicinarsi eccessivamente a 0°C, come si evince dalla tabella 3.2, ottenuta imponendo, a titolo di esempio, una riduzione di 3°C della temperatura di entrata nel rigassificatore del vettore termico, rispetto a quella del mare.

Tale inconveniente è evidentemente eliminato se la posizione dei due scambiatori è invertita, con il rigassificatore posto a valle del condensatore della centrale CC. Supponendo che quest'ultimo riceva l'acqua di raffreddamento alla temperatura di quella del mare, il rigassificatore la riceve opportunamente più alta, anche se viene introdotto un raffreddamento tra l'uscita del condensatore e l'ingresso del rigassificatore stesso per simulare l'eventuale presenza di un circuito intermedio.



			Cond. centrale CC (a valle ORV)				5 ORV Rigassificatore (acqua di MARE)						
	T media °C	T media mare °C	eta centrale	T _{in} °C	T _{out} °C	Pot MW	portata m ³ /h	T _{in} °C	T _{out} °C	Pot MW	portata m ³ /h	Pot MW eccesso	DELTA acquamare
Condizioni annuali medie	15.0	16.0	58.56	9.0	16.7	230	25.727	13.0	9.0	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni invernali medie	6.9	8.7	58.58	1.7	9.4	230	25.727	5.7	1.7	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni estive medie (Luglio)	24.3	24.1	58.23	17.1	24.8	230	25.727	21.1	17.1	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni invernali estreme	-8.0	7.5	58.58	0.5	8.2	230	25.727	4.5	0.5	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni estive estreme	36.0	25.1	58.14	18.1	25.8	230	25.727	22.1	18.1	-148.55	31.986	81	3.0

Tabella 3.2 – Bilanci senza termovalorizzatore, con rigassificatore a monte.

I risultati ottenuti da questa analisi preliminare sono riportati nella tabella 3.3, che evidenzia come il rigassificatore riceva il vettore termico ad una temperatura comunque superiore ai 12° C: tale configurazione è quindi più idonea della precedente nei mesi invernali.

Si noti che, anche nelle condizioni definite come “invernali estreme”, la temperatura dell’acqua di mare non è prevista scendere sotto i 7.5°C, che sono sufficienti per il funzionamento a pieno regime del rigassificatore anche in caso di fuori servizio del condensatore della centrale CC, a condizione che gli ORV possano essere alimentati con un vettore termico a temperatura non inferiore a quella del mare.



	Cond. centrale CC (acqua di MARE)						5 ORV Rigassificatore (a valle CC)						
	T media °C	T media mare °C	eta centrale	T _{in} °C	T _{out} °C	Pot MW	T _{in} °C	T _{out} °C	Pot MW	portata m ³ /h	Pot MW eccesso	DELTA acquamare	
Condizioni annuali medie	15.0	16.0	58.32	16.0	23.7	230	25.727	20.7	16.7	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni invernali medie	6.9	8.7	58.56	8.7	16.4	230	25.727	13.4	9.4	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni estive medie (Luglio)	24.3	24.1	57.44	24.1	31.8	230	25.727	28.8	24.8	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni invernali estreme	-8.0	7.5	58.57	7.5	15.2	230	25.727	12.2	8.2	-148.55	31.986	81	3.0
Condizioni estive estreme	36.0	25.1	57.3	25.1	32.8	230	25.727	29.8	25.8	-148.55	31.986	81	3.0

Tabella 3.3 – Bilanci senza termovalorizzatore, con rigassificatore a valle.

4) *Analisi delle alternative impiantistiche e individuazione della soluzione proposta*

Nel progetto della centrale CC presentato al Ministero dell’Ambiente è proposta l’ipotesi d’integrazione con il rigassificatore descritta in [11] e schematizzata in fig.4.1. Essa prevede per le esigenze della centrale (refrigerazione del condensatore, raffreddamento degli ausiliari e reintegro di caldaia) l’utilizzo in circuito aperto di acqua di mare, raffreddata nell’attraversamento dell’impianto di rigassificazione. Nel dettaglio, l’acqua di mare è prelevata dalla stazione di pompaggio, a monte del rigassificatore, e pompata negli ORV. Qui si raffredda di 4°C e viene raccolta per gravità in un apposito bacino, da dove due pompe centrifughe verticali la inviano al condensatore della centrale CC. Le due pompe hanno ciascuna una capacità pari al 50% della totale richiesta, che comprende la portata d’acqua di refrigerazione degli scambiatori in ciclo chiuso per il raffreddamento del macchinario di centrale. Qualora il rigassificatore non sia in funzione, è prevista a valle della stazione di pompaggio acqua mare una linea di by-pass, che invia l’acqua direttamente al bacino di alimentazione delle pompe a servizio del condensatore e degli scambiatori in ciclo chiuso. La tubazione acqua mare in uscita dal condensatore, nella quale confluisce anche l’acqua per il raffreddamento degli ausiliari, scarica in una vasca dalla quale parte la tubazione di scarico che restituisce al bacino, per gravità, l’acqua riscaldata di 2.7°C, se entrambi gli impianti funzionano a regime. Nel caso di fermata della centrale CC, l’acqua raffreddata dal rigassificatore passa direttamente nella tubazione di scarico per mezzo di una linea di by-pass alimentata per gravità.

Lo schema di integrazione ora descritto, nel seguito indicato come schema iniziale e/o a ciclo aperto, presenta numerosi aspetti positivi così sintetizzabili:

- l'impatto termico sull'ambiente marino, determinato dai bilanci di energia dei due impianti interconnessi, è il minimo possibile. Esso pertanto non è migliorabile né modificabile con nessuna altra soluzione impiantistica che preveda l'utilizzo dell'acqua di mare;
- lo schema impiantistico è particolarmente semplice e poco intrusivo nei riguardi delle condizioni operative del singolo impianto. Rigassificatore e centrale CC possono operare in maniera sostanzialmente indipendente;
- la centrale CC opera con rendimento e produttività leggermente migliorati, rispetto al funzionamento isolato, grazie al raffreddamento dell'acqua di condensazione nell'attraversamento degli ORV. L'incremento di rendimento è fornito dal secondo diagramma di fig.2.1 in funzione della temperatura dell'acqua del bacino: mediamente si ottiene un miglioramento di circa mezzo punto.

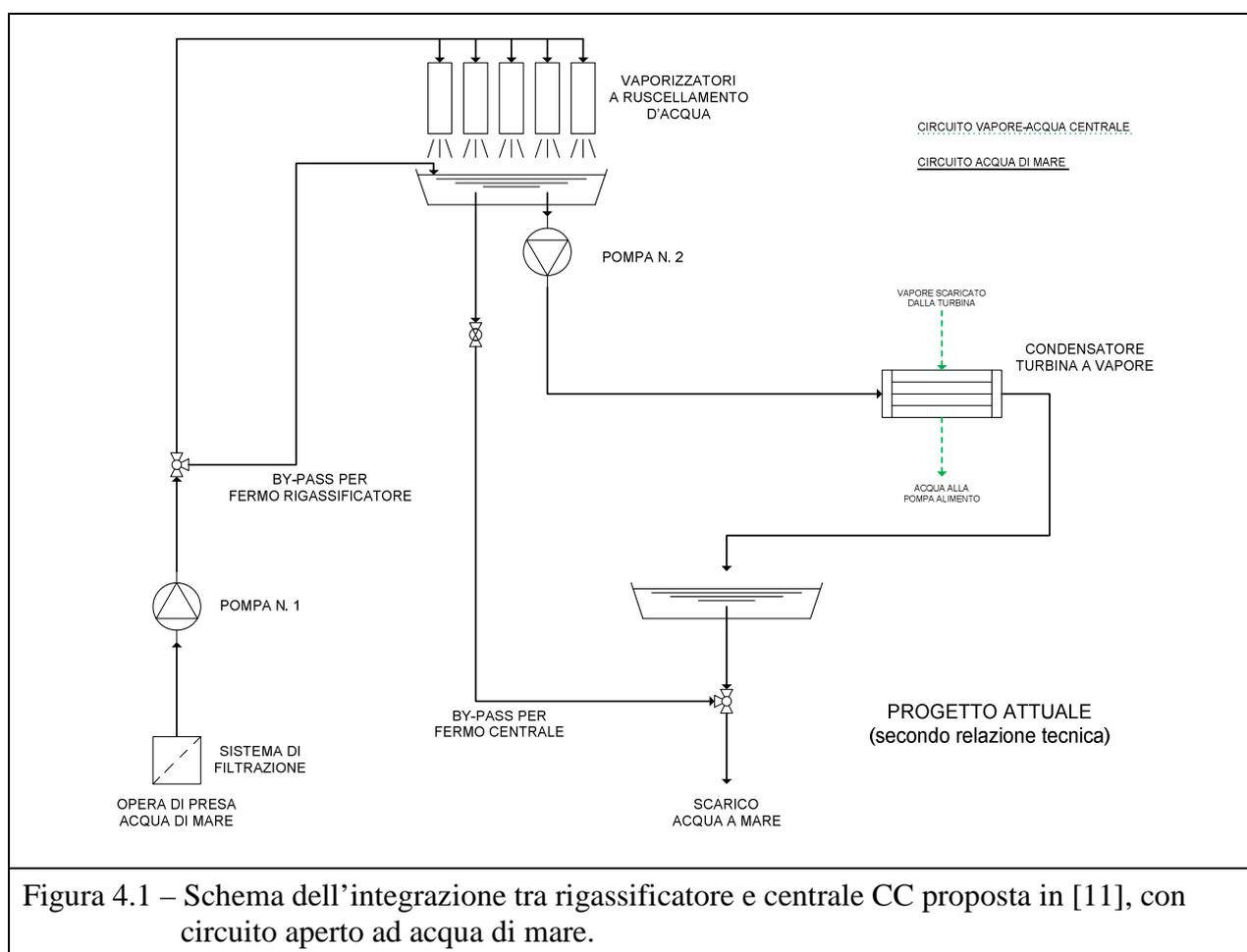


Figura 4.1 – Schema dell'integrazione tra rigassificatore e centrale CC proposta in [11], con circuito aperto ad acqua di mare.

La realizzazione di soluzioni impiantistiche diverse, e in particolare di un ciclo chiuso, deve quindi trovare giustificazione in termini o di radicale eliminazione dell'interazione con l'ambiente marino o almeno di sostanziale riduzione delle emissioni di cloro o di altri eventuali vantaggi operativi, quali aumenti di rendimento e producibilità, rispetto allo schema di integrazione iniziale di fig.4.1.

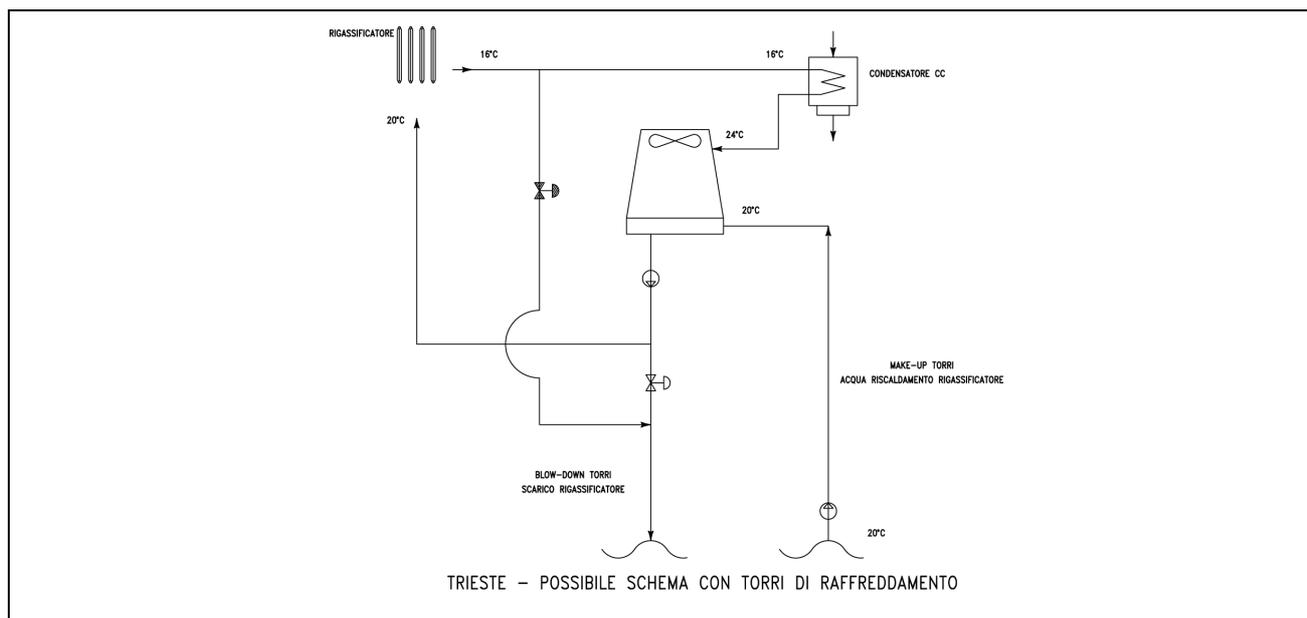


Figura 4.2 – Schema di un circuito chiuso rigassificatore - condensatore CC, con torri di raffreddamento.

E' stata quindi inizialmente valutata l'ipotesi di includere rigassificatore e condensatore/i della/e centrali in un circuito chiuso (così definito in modo improprio, poiché un vaporizzatore tipo ORV con scambio termico a ruscellamento è intrinsecamente a circuito aperto) con torri di raffreddamento, in modo da escludere qualsiasi interazione con l'ambiente marino della baia. Quale fluido termovettore potrebbe essere impiegato acqua+glicol-etilene (o anche acqua di mare clorinata, se richiesto come specifica operativa degli ORV). Lo schema d'impianto è riportato in fig.4.2: secondo informazioni fornite da Ansaldo Energia, la torre di raffreddamento sarebbe composta da 7 celle, di dimensioni approssimative di 16x16 m, con una potenza elettrica richiesta di circa 900 kW. Questi dati hanno portato a escludere tale soluzione, prima di tutto perché nell'area di interesse non sarebbe disponibile lo spazio richiesto per l'edificazione delle torri.

Sono state quindi individuate alcune soluzioni impiantistiche, alternative a quella a ciclo aperto di fig.4.1, basate sullo scambio termico con l'acqua di mare. Esse sono state classificate come soluzioni a "circuito chiuso" e a "circuito misto".

4.1 Circuito chiuso

Illustrato in fig.4.3, è costituito da un anello percorso dal fluido termovettore (acqua+glicol-etilene o acqua di mare clorinata), avente in serie il vaporizzatore, la coppia di condensatori della centrale e del termovalorizzatore, disposti in parallelo, e lo scambiatore con acqua di mare. Quest'ultimo deve smaltire il surplus termico prodotto, in condizioni di funzionamento nominale, dalla centrale CC (90 MW, comprensivi del raffreddamento degli ausiliari) e dal termovalorizzatore (36-48 MW, a seconda che si consideri la configurazione attuale o quella futura).

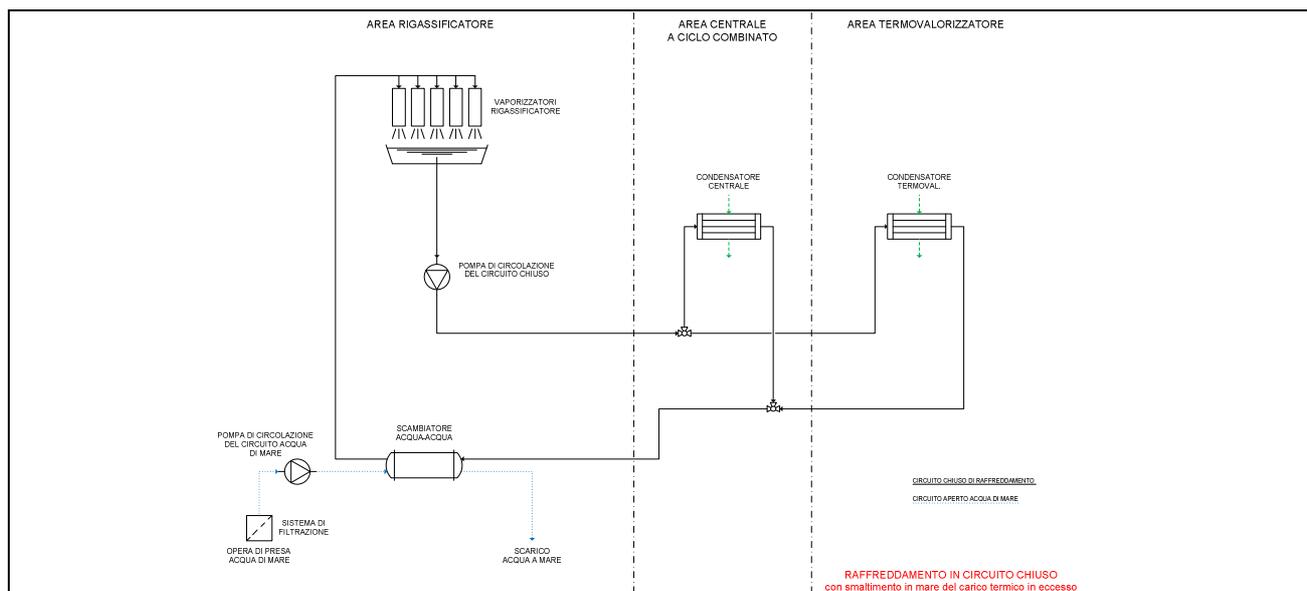


Figura 4.3 – Schema di un circuito chiuso rigassificatore, condensatore CC e condensatore del termovalorizzatore, con scambiatore acqua - acqua.

Confrontata con quella in fig.4.1, questa soluzione avrebbe il vantaggio di consentire l'adozione di soluzioni alternative alla clorazione dell'acqua di mare e lo svantaggio di aumentare la temperatura dell'acqua restituita al bacino, in conseguenza dell'allacciamento al termovalorizzatore (in assenza di tale allacciamento, i bilanci termici globali dei due schemi di fig.4.1 e di fig.4.3 sono equivalenti). Inoltre, l'aumento di produttività e di rendimento della centrale CC derivante dall'utilizzo nel condensatore di acqua preventivamente raffreddata dal rigassificatore, e realizzabile con lo schema di fig.4.1, andrebbe ridotto o perduto nello schema di fig.4.3 a causa della temperatura mediamente più elevata dell'acqua trattata del circuito chiuso. Infatti, la temperatura all'uscita dello scambiatore acqua-acqua sarebbe più elevata rispetto alla temperatura dell'acqua del mare, a causa del ΔT inevitabilmente introdotto dallo scambiatore: questo favorirebbe il funzionamento invernale degli ORV ma penalizzerebbe, come si è già detto, il rendimento della centrale. In caso di operatività del solo rigassificatore, invece, la presenza dello scambiatore renderebbe più critico il funzionamento degli ORV con bassa temperatura del mare, come sarà dettagliatamente illustrato nel par. 4.2.

Altro limite sostanziale della soluzione a circuito chiuso sarebbe la scarsa flessibilità operativa derivante dall'impossibilità di modulare indipendentemente la portata d'acqua dei diversi impianti connessi.

4.2 Circuito misto

Con questa soluzione, fig.4.4, si utilizza l'acqua di mare in circuito aperto: questa va prima a riscaldare il fluido termovettore utilizzato per la rigassificazione (acqua+glicol-etilene o acqua di mare clorinata, operante in circuito chiuso), subendo quindi un raffreddamento, poi va a far condensare il vapore in uscita dalla turbina della centrale CC ed eventualmente da quella del termovalorizzatore. In questo modo si consentirebbe l'adozione di soluzioni alternative alla clorazione dell'acqua di mare come pratica anti-fouling e si ripristinerebbe l'aumento di produttività e di rendimento della centrale CC, già presente nella soluzione di fig.4.1. Inoltre, la fermata di ognuno degli impianti non comporterebbe il blocco operativo degli altri e le portate del circuito chiuso del rigassificatore e del circuito aperto acqua di mare potrebbero essere diverse.

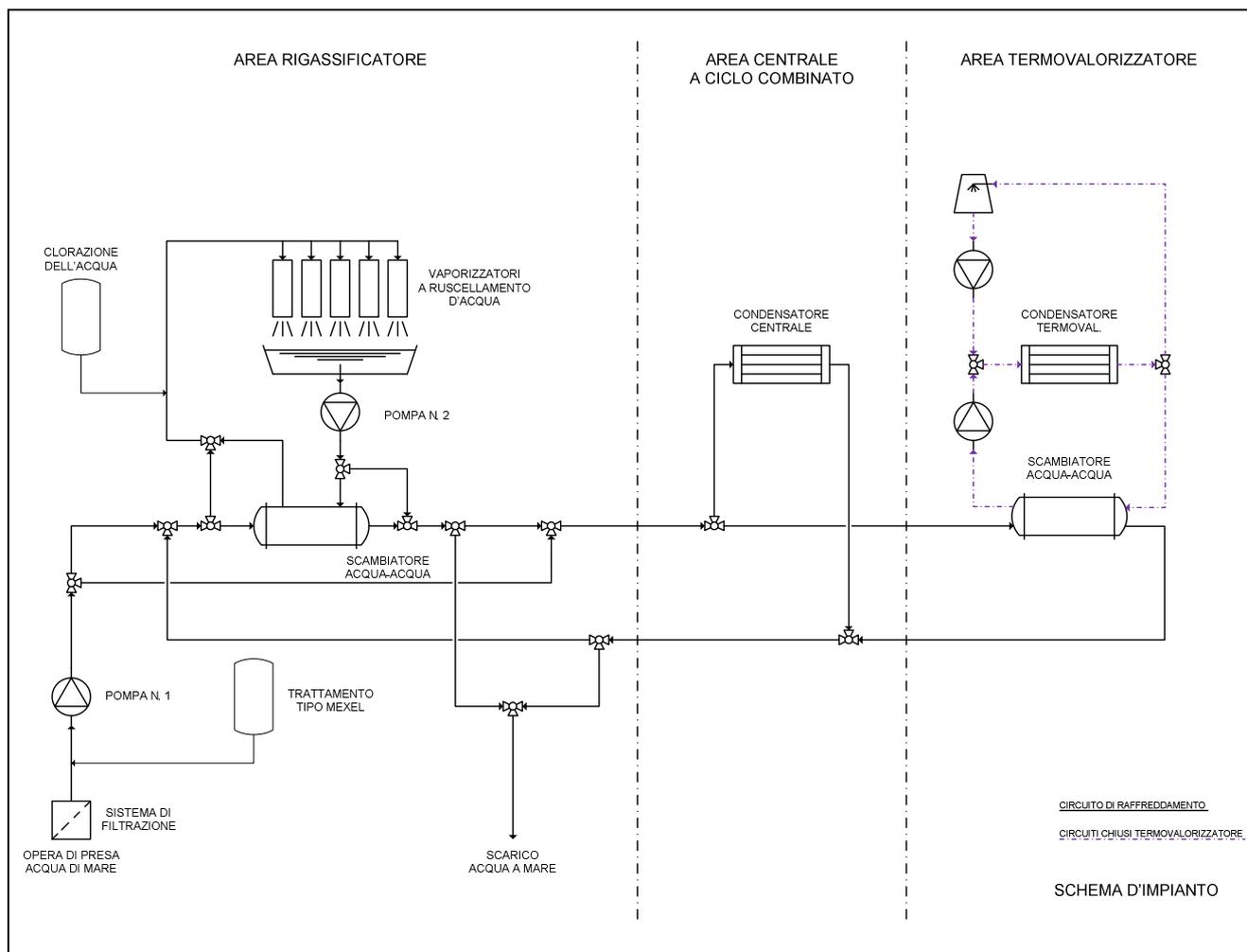


Figura 4.4 – Schema di un circuito misto: rigassificatore a ciclo chiuso, scambiatrice acqua – acqua, condensatore CC e condensatore del termovalorizzatore a ciclo aperto.

Per quanto riguarda l'impatto termico degli impianti sull'ambiente marino, si osserva che l'allacciamento al termovalorizzatore Acegas-Aps contribuisce a squilibrare il bilancio termico complessivo del sistema verso il lato "caldo", aumentando tale impatto (si ricordi che attualmente l'impianto è raffreddato mediante un circuito chiuso ad acqua dolce, con torri di raffreddamento), nella stessa misura in cui questo avviene nella soluzione a circuito chiuso precedentemente descritta. Inoltre l'impianto è sensibilmente distante dal terminale LNG (vedi fig.5.1), richiedendo perciò maggiore potenza per la circolazione del fluido termovettore.

In base alle precedenti considerazioni si ritiene perciò conveniente escludere dall'integrazione nel circuito acqua di mare, oggetto dello studio, il condensatore del termovalorizzatore. Tale indicazione deriva anche dal fatto che nello studio di cui al riferimento [8], relativo alla fattibilità dell'integrazione tra rigassificatore e termovalorizzatore, è proposta per questo ultimo la soluzione impiantistica riportata in fig. 4.4. Essa prevede il mantenimento al condensatore dell'attuale sistema ad acqua dolce, con la possibilità di operare con la torre di raffreddamento esistente oppure con lo scambiatore acqua dolce/acqua di mare. Questo ultimo dovrebbe essere installato ex novo, con le relative tubazioni d'interconnessione rispettivamente al condensatore, compresa una pompa aggiuntiva da $3500\text{m}^3/\text{h}$, e al circuito acqua di mare, per una portata derivata di $4000\text{m}^3/\text{h}$ [8].

L'ordine tra le operazioni (rigassificatore => centrale) pone un problema durante i mesi più freddi, come già evidenziato al paragrafo 3. Il rigassificatore impone una temperatura di uscita del gas di almeno 5°C , e di conseguenza una temperatura minima del fluido di raffreddamento non inferiore ai 7°C . Nel caso di circuito aperto, questa è anche la temperatura minima accettabile dell'acqua di

mare, mentre nel caso di circuito misto tale limite si riferisce al fluido termovettore fluente nel rigassificatore. L'acqua di mare, a causa del ΔT necessario per la realizzazione dello scambio termico, dovrà essere necessariamente più calda di alcuni gradi (di quanti, dipenderà dalle dimensioni e quindi dal costo dello scambiatore) per cui aumenterà il numero di giornate invernali durante le quali si potrebbe avere una riduzione delle prestazioni dei vaporizzatori ORV per temperatura del mare troppo bassa.

Per ovviare al problema, si è pensato di rendere possibile l'inversione dell'ordine di utilizzo dell'acqua di mare nei due impianti rimasti, in accordo con le osservazioni del paragrafo 3, distinguendo il funzionamento dell'impianto in assetto cosiddetto "estivo" da quello in assetto cosiddetto "invernale":

- nell'assetto estivo, fig.4.5, l'acqua raffreddata dal rigassificatore va a riscaldarsi nel condensatore della centrale CC, con miglioramento del rendimento e della potenza erogata da questa rispetto al caso di impianto singolo;
- nell'assetto invernale, fig.4.6, l'acqua riscaldata nel condensatore della centrale CC viene raffreddata dal rigassificatore, eliminando di fatto la riduzione della operatività dell'impianto di rigassificazione per temperatura troppo bassa dell'acqua di mare.

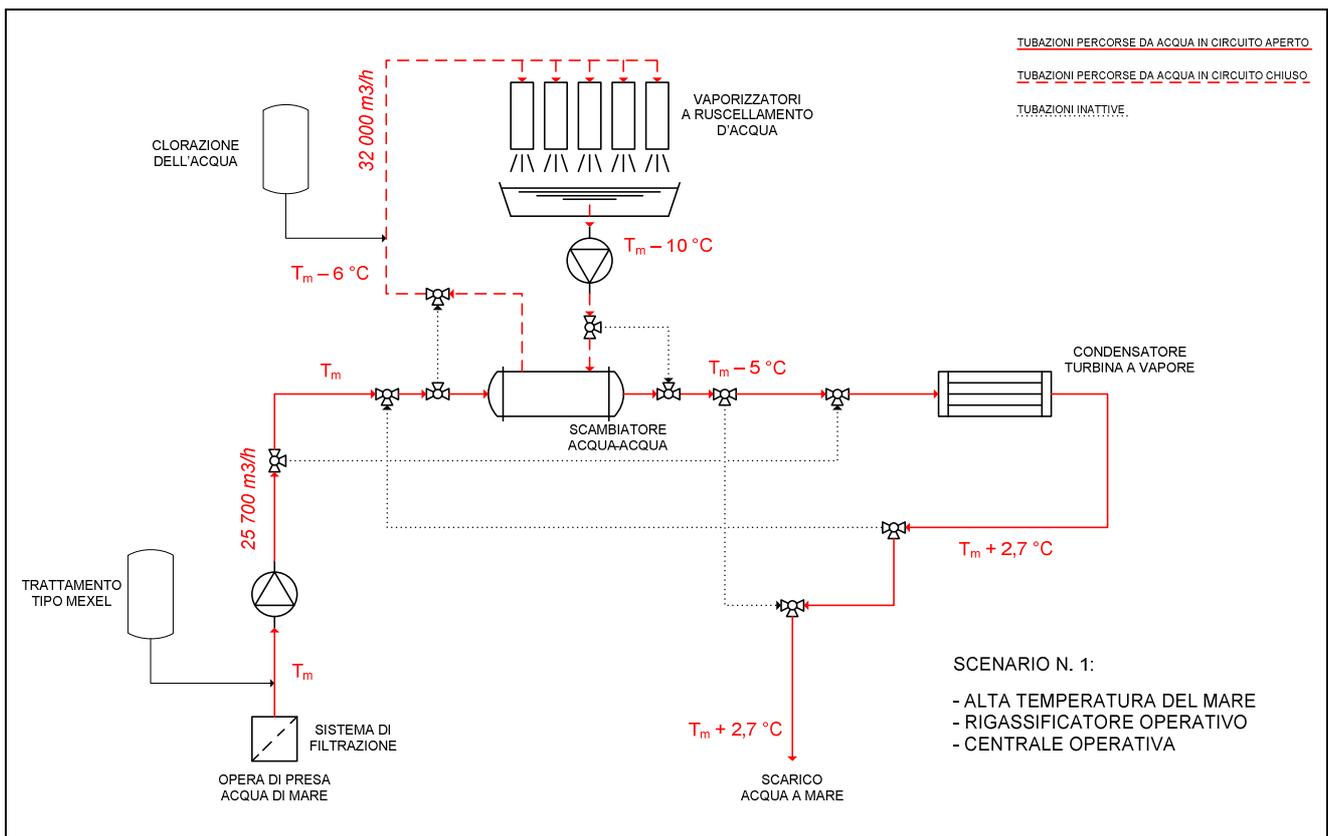
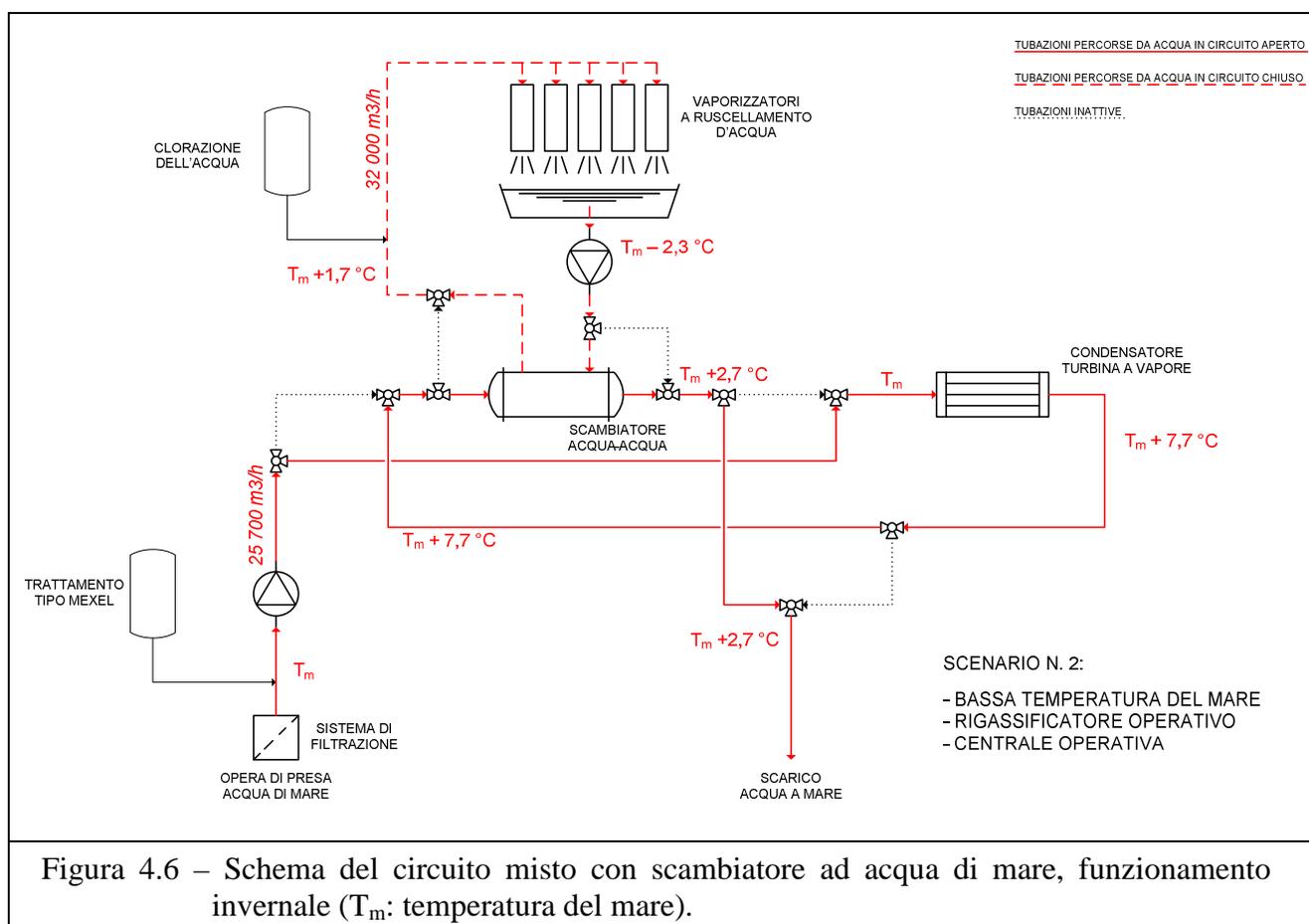


Figura 4.5 – Schema del circuito misto con scambiatore ad acqua di mare, funzionamento estivo (T_m : temperatura del mare).

Le complicazioni impiantistiche necessarie a questo funzionamento in due assetti non sembrano eccessive, poiché bisognerebbe comunque garantire il funzionamento di ognuno dei due impianti indipendentemente dalla fermata dell'altro, secondo gli schemi funzionali di fig.4.7 e fig.4.8, e quindi sarebbero già disponibili i tubi di bypass e le valvole previsti nello schema. Ciò che invece appare certamente più critica è la gestione operativa del sistema e le possibili implicazioni manutentive dovute al fatto che durante tutto l'anno, su base giornaliera, il funzionamento dovrebbe

passare da uno degli assetti a funzionamento integrato a quello con funzionamento del solo rigassificatore, in ragione dei differenti profili di carico degli impianti (cfr. par. 2.1 e 2.2).



Rimane il problema del funzionamento del rigassificatore nelle giornate più fredde, in concomitanza della fermata della centrale, perché si ricade nelle condizioni già illustrate nel commento alla fig.4.4, e messe in evidenza dalla fig.4.8. Ipotizzando un valore di ΔT nello scambiatore acqua-acqua di 6°C (vedi caratteristiche dello scambiatore a piastre ipotizzato al paragrafo 5.1.2) il limite minimo di operatività della temperatura dell'acqua di mare si alza dai 7°C del funzionamento a ciclo aperto ai 13°C del ciclo misto: in pratica il problema della operatività del rigassificatore in concomitanza alla fermata della centrale si presenterebbe da ottobre ad aprile. E' questa una sensibile limitazione operativa che si presenterebbe su base giornaliera nel periodo sopra indicato, durante le fasi di stand-by previste per la centrale CC (8 ore al giorno e nei fine settimana), o in occasione di importanti operazioni di manutenzione della stessa. In questo caso la rigassificazione dovrebbe continuare a potenzialità ridotta e/o mettendo in funzione i vaporizzatori ausiliari a fiamma sommersa, SCV, già previsti nel progetto del terminale LNG per una potenzialità pari al 19% di quella nominale dell'impianto.

In alternativa, si potrebbe operare secondo lo schema di fig.4.9: agendo sulle valvole di intercettazione dell'impianto, si fa funzionare il rigassificatore in circuito aperto con acqua di mare clorinata, perdendo però parte del vantaggio presunto del sistema.

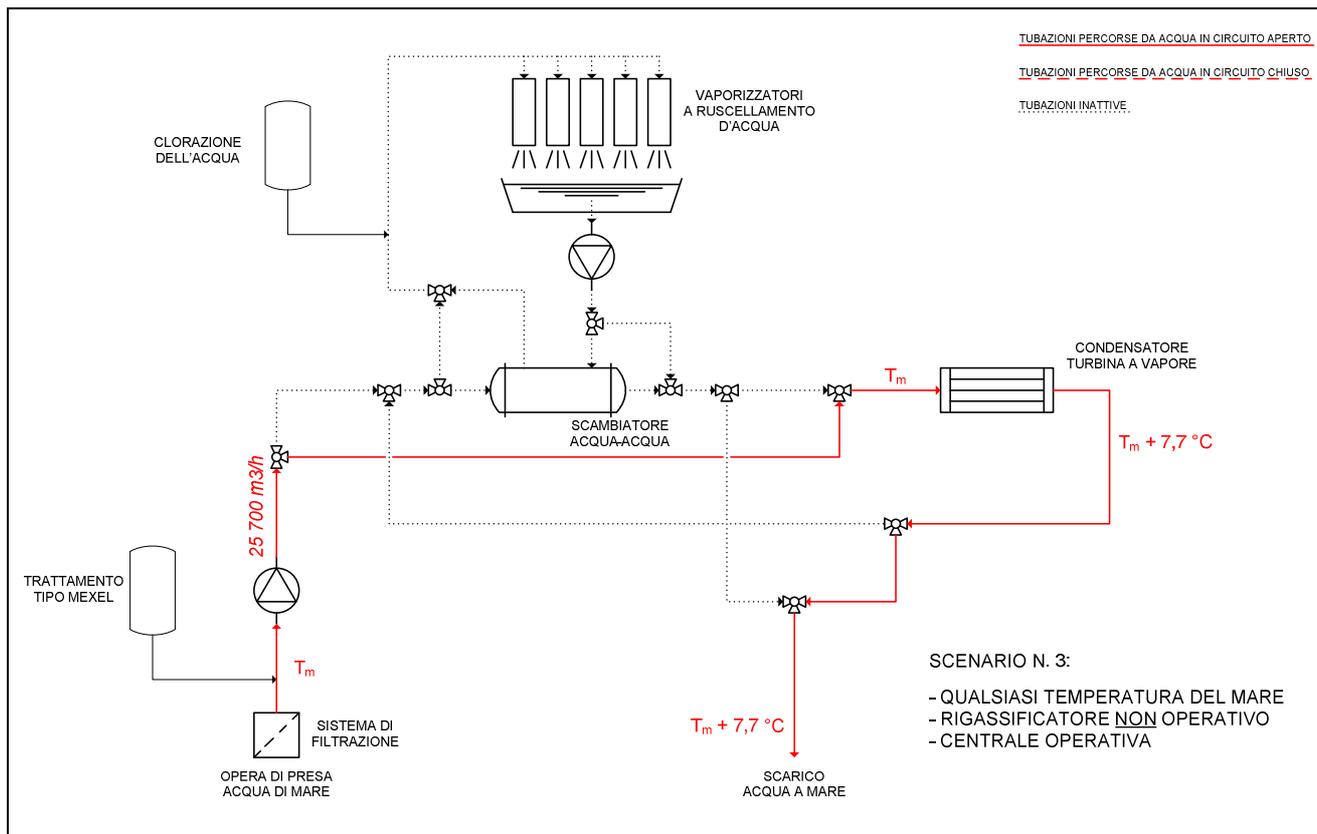


Figura 4.7 – Schema del circuito misto con scambiatore ad acqua di mare, funzionamento con la sola centrale CC in servizio (T_m : temperatura del mare).

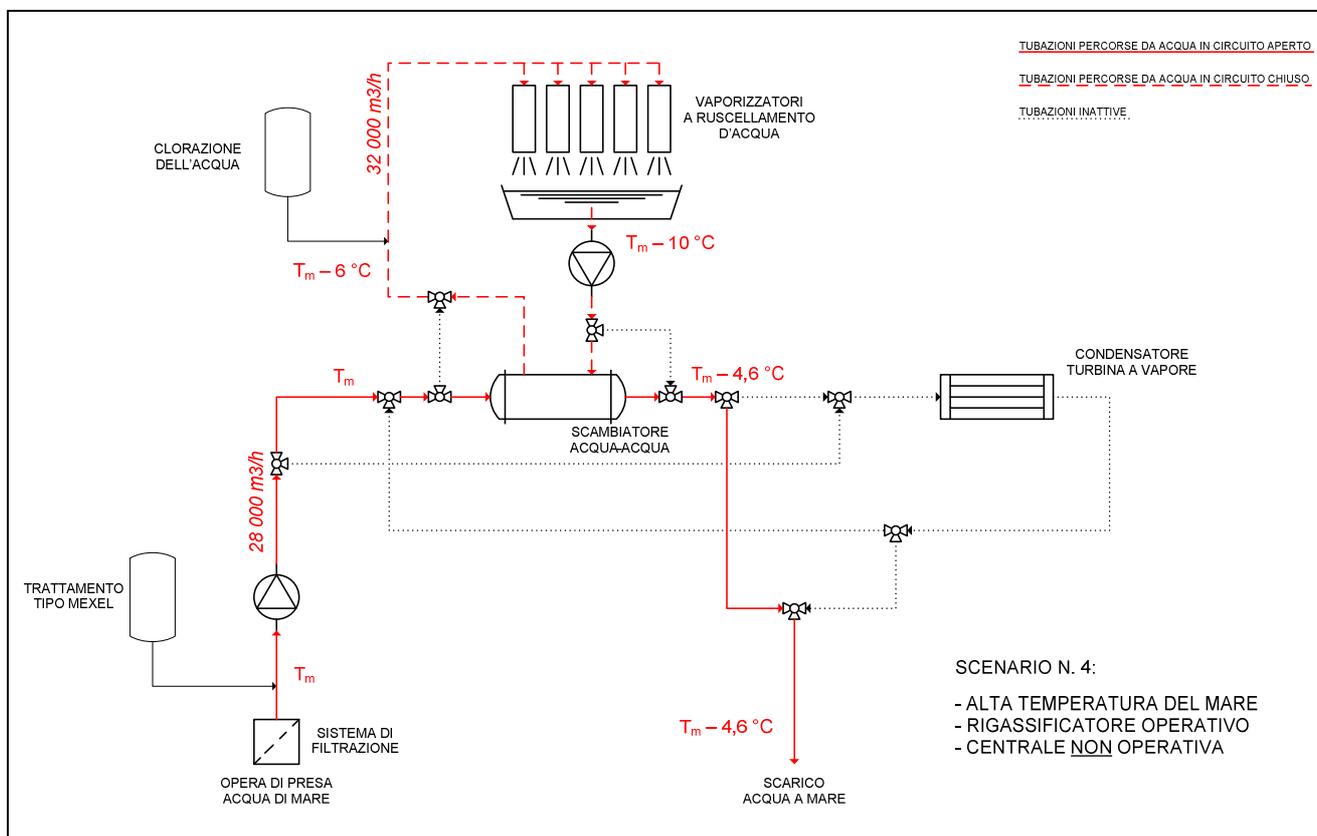


Figura 4.8 – Schema del circuito misto con scambiatore ad acqua di mare, funzionamento estivo con il solo rigassificatore in servizio (T_m : temperatura del mare).

Lo stesso schema di funzionamento permetterebbe anche il proseguimento della piena operatività del rigassificatore in occasione di interventi di manutenzione sullo scambiatore acqua-acqua. E' evidente che, se si dovessero prevedere le condizioni di funzionamento ora descritte, il fluido termovettore del rigassificatore dovrebbe essere necessariamente acqua di mare clorinata, e non acqua glicolata, anche nel normale funzionamento a ciclo chiuso.

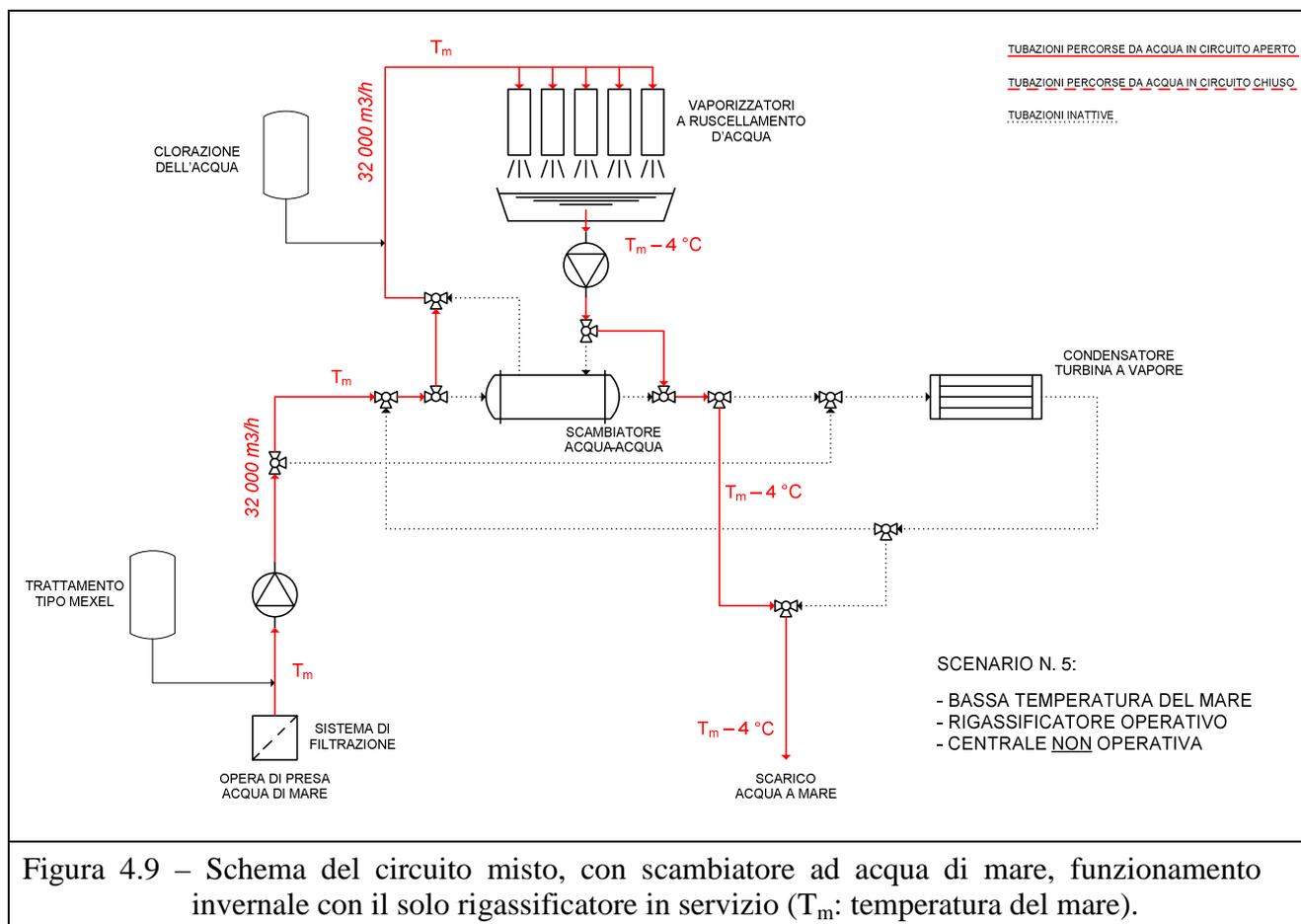


Figura 4.9 – Schema del circuito misto, con scambiatore ad acqua di mare, funzionamento invernale con il solo rigassificatore in servizio (T_m : temperatura del mare).

Le portate d'acqua di mare potrebbero essere convenientemente modulate nelle varie condizioni di esercizio, come illustrato nei diversi schemi operativi descritti. Nei casi delle figg. 4.5 – 4.7 si potrebbe operare con 25700 m³/h (cfr. par. 3), contenendo la potenza assorbita dalle pompe, nel caso di fig. 4.8 con il valore nominale di 28000 m³/h, per mantenere il raffreddamento dell'acqua di mare al disotto dei 5°C, e nel caso di fig. 4.9 con i 32000 m³/h richiesti dal funzionamento in ciclo aperto degli ORV.

4.3 Trattamento acqua di mare e pulizia circuito – superfici di scambio

La soluzione proposta a circuito misto diventa particolarmente attraente solo se riesce ad evitare il trattamento dell'acqua di mare, generalmente utilizzato per contrastare la formazione di incrostazioni di natura biologica.

Questo è possibile adottando soluzioni tecniche alternative per mantenere pulito il circuito e in particolare le superfici di scambio termico. Si possono adottare soluzioni di natura “meccanica” e “chimica”. A giudizio di tecnici del settore è consigliabile l'uso combinato di entrambe.

4.3.1 pulizia delle superfici di scambio con tecnica “meccanica”

L'alternativa di natura “meccanica” è costituita dai sistemi di pulizia continua dei condensatori e scambiatori a fascio tubiero, quali il TAPROGGE IN-TA-CT [12] o l'EIMCO ATCS [13], che utilizzano sfere di gomma spugna per la pulizia della superficie interna dei tubi e un sistema di

filtraggio fine immediatamente a monte del condensatore o scambiatore entrambi a retro lavaggio, fig.4.10, oltre a un filtraggio primario immediatamente a monte delle pompe di circolazione, presente con qualsiasi soluzione impiantistica. Sistemi di questo tipo sono in uso da una cinquantina d'anni e sono installati in migliaia di impianti in tutto il mondo. Limiti di questa soluzione sono l'assenza di protezione dalla corrosione, la possibilità di formazione di incrostazioni biologiche e non nelle pompe, tubazioni, valvole e raccordi ed il trascinarsi a valle dei residui del retro-lavaggio, motivi per cui è necessario adottare un filtro fine immediatamente a monte di ogni scambiatore e non semplicemente un solo filtro a monte del primo elemento del circuito.

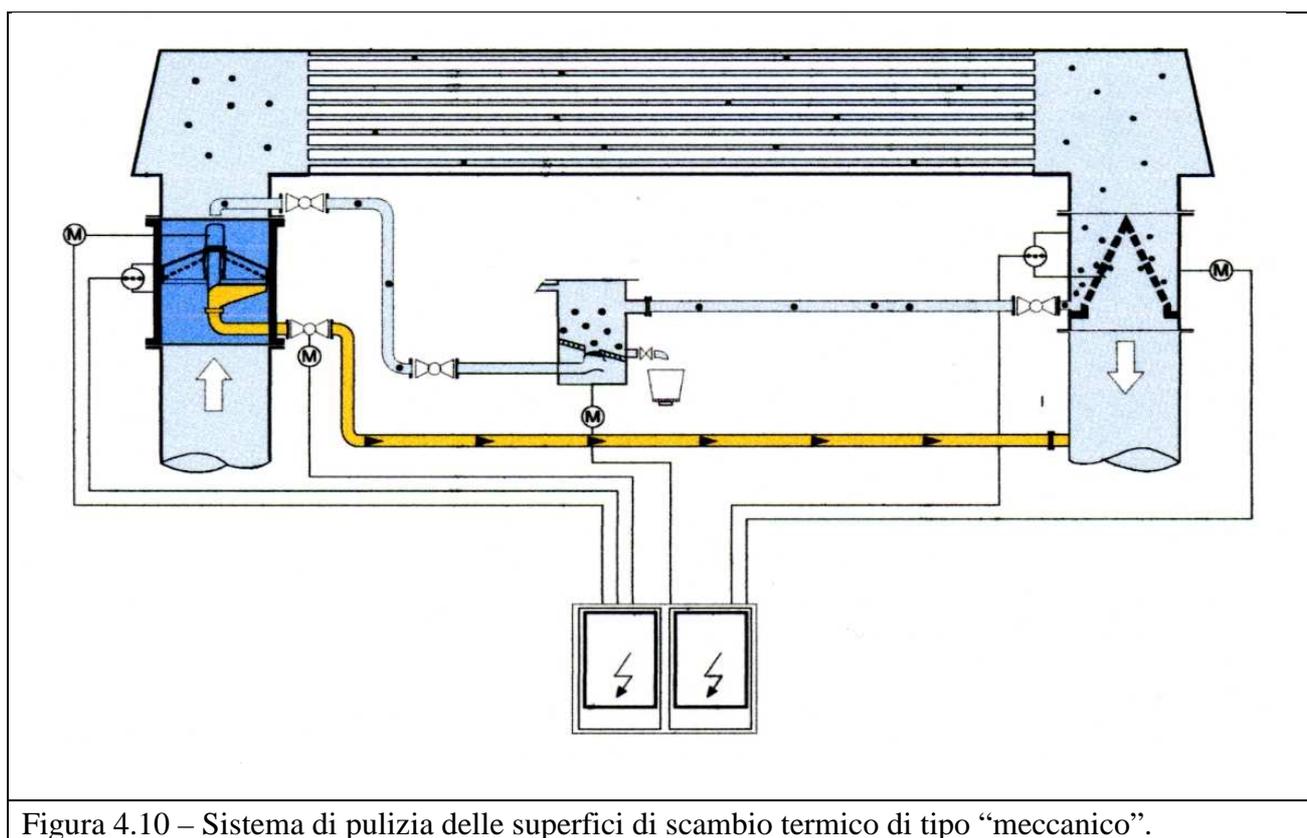


Figura 4.10 – Sistema di pulizia delle superfici di scambio termico di tipo “meccanico”.

Lo scrivente è a conoscenza di impianti termoelettrici nei quali la pulizia del condensatore è affidata a sistemi di questo tipo, senza alcun trattamento aggiuntivo dell'acqua di mare. Naturalmente, nelle parti del circuito dove vi sono ristagni o flussi a bassa velocità è possibile la formazione di incrostazioni e depositi di natura biologica, quali colonie di mitili. Questi, oltre ad incrementi sostenibili della perdita di carico, possono causare l'intasamento dei filtri e nei casi peggiori il blocco di alcuni tubi del fascio di scambio termico, con il conseguente aggravio dei costi di manutenzione e l'aumento del rischio di non operatività dell'impianto.

4.3.2 pulizia del circuito e delle superfici di scambio con tecniche “chimiche”

Un'alternativa di natura chimica, compatibile con i sistemi di pulizia di tipo “meccanico” prima descritti, è rappresentata dai processi quali il Mexel 432 [14] descritto di seguito.

Il Mexel 432 è un prodotto chimico completamente biodegradabile, non tossico per i mammiferi e non ossidante. Il principio di funzionamento è basato sulla sua capacità di aderire alle superfici bagnate del circuito, che costituisce una sostanziale differenza rispetto ai tradizionali metodi di clorinazione dell'acqua: l'impiego di questi ultimi comporta il trattamento chimico di disinfezione dell'intera portata d'acqua di raffreddamento, mentre il Mexel 432 punta sulla formazione di una barriera tra l'acqua stessa e le superfici da proteggere. Questo comporta due fondamentali vantaggi: da una parte il prodotto è efficace contro tutti i problemi legati all'impiego dell'acqua di mare



(micro e macro fouling, corrosione, crescita di colonie di mitili, formazione di incrostazioni, depositi di fango), dall'altro la quantità di agente da impiegare e dissolvere nell'acqua è notevolmente ridotta, con ovvi benefici in termini di emissioni nel flusso d'acqua restituito al bacino e contenimento dei costi. E' sufficiente iniettare nel circuito di raffreddamento, una volta al giorno, una quantità di emulsione che sostituisca quella minima parte di rivestimento che si stacca dalle superfici a causa dell'azione erosiva dell'acqua e di quella chimica delle sostanze in essa disciolte. In virtù del principio di funzionamento, il dosaggio è stimato non in base alla portata del circuito ma in funzione della superficie bagnata dello stesso. In condizioni normali (acqua di mare non eccessivamente torbida) la quantità di emulsione giornaliera necessaria è stimabile in circa 1.5g per ogni m² di superficie del circuito. In prima approssimazione, ciò equivale a una concentrazione di 1÷5 ppm di prodotto nell'acqua di raffreddamento, da iniettare per circa mezz'ora al giorno in un unico punto del circuito, immediatamente a valle dell'opera di presa, in modo da proteggere quanta più superficie possibile. Nei circuiti di raffreddamento molto lunghi, caratterizzati da un'elevata superficie bagnata (quale il caso oggetto dello studio), la quantità di Mexel 432 da impiegare (e iniettare comunque in un solo punto) deve essere leggermente aumentata. La concentrazione ottima all'immissione è determinata mediante misure preliminari eseguite immediatamente a monte dell'ultimo elemento del circuito da proteggere, dove deve risultare una concentrazione pari a circa 3 ppm. Rispettando queste indicazioni (fornite dal produttore), nel flusso scaricato a mare non vi sono concentrazioni residue rilevabili del prodotto, che è comunque biodegradabile. L'efficacia del Mexel 432 è dichiarata tale da poter essere impiegato, in condizioni medie di torbidità dell'acqua di mare e su impianto nuovo (privo di sporcamenti e attacchi corrosivi precedenti all'uso del prodotto) come unico strumento di protezione del circuito, a parte i normali filtri in corrispondenza dell'opera di presa. L'investimento iniziale necessario all'impiego del Mexel 432 è in pratica nullo (in sostanza si limita all'installazione di una pompa caratterizzata da una portata di qualche l/min e di un timer di comando automatico della stessa, che ne garantisca il funzionamento per circa mezz'ora al giorno), mentre non trascurabile è il costo operativo della soluzione, giacché il prezzo unitario del prodotto si attesta sui 10 €/kg.

Il Mexel 432 è stato dichiarato nel 2000 "Best Available Technique (BAT) applicabile ai sistemi di raffreddamento industriali" dall'European Integrated Pollution Prevention and Control, ed è conforme ai seguenti standard:

- US Environmental Protection Agency (US EPA)
- OSPAR in North Sea
- EC Directive 98/8 applicable to biocides (progress)
- APVMA Australia
- Ministry of Health, Spain

5) Dimensionamento di massima delle opere (tubazioni, pompe, scambiatori etc.)

5.1 Scambiatore acqua – acqua

Sono stati assunti per lo scambiatore in oggetto i seguenti dati di progetto:

- portata acqua di mare: 28000 m³/h
- portata fluido termovettore circuito chiuso (ipotesi: acqua glicolata): 32000 m³/h
- temperatura ingresso acqua di mare: 15°C
- potenza termica 148.55 MW

Lo scambiatore può essere del tipo a fascio tubiero oppure a piastre. Nel primo caso aspetti critici potrebbero essere le dimensioni e l'ingombro, nel secondo la difficoltà nel mantenere pulite le superfici di scambio in presenza di acqua salmastra.

5.1.1 scambiatore a fascio tubiero



Scambiatori a fascio tubiero delle caratteristiche richieste dall'impianto in oggetto non sono realizzabili con componenti di serie, a differenza della soluzione alternativa di scambiatore a piastre trattata nel paragrafo successivo. Non è stato quindi possibile, in fase di studio preliminare, acquisire da parte dei possibili fornitori descrizioni tecniche dettagliate del componente, ma piuttosto indicazioni di massima (Allegato 1). Sulla base di consolidate procedure di calcolo per scambiatori a fascio tubiero, tali indicazioni sono state verificate, individuando le seguenti caratteristiche e prestazioni:

- temperatura uscita acqua di mare: 10.8°C
- temperatura ingresso acqua circuito chiuso: 5.3°C
- temperatura uscita acqua circuito chiuso: 9°C
- perdita di carico sul lato mare: 0.32 bar
- perdita di carico sul lato circuito chiuso: 0.94 bar
- superficie di scambio: circa 28.000m²
- tubi in titanio, diametro esterno 22.2mm, lunghezza 12m
- numero di tubi: circa 35000, su due passaggi
- cassa in acciaio, diametro di 7.2m
- massa complessiva: 310000 kg (1200000 kg con condotti pieni d'acqua)

5.1.2 scambiatore a piastre

E' stata richiesta ad alcune aziende che commercializzano scambiatori di questo tipo la descrizione di massima di una fornitura, relativamente ai dati di progetto prima indicati. Si riportano le informazioni fornite dalla GEA Ecoflex Italia s.r.l (Allegato 2):

- 8 scambiatori in parallelo
- temperatura uscita acqua di mare: 10°C
- temperatura ingresso acqua circuito chiuso: 4.6°C
- temperatura uscita acqua circuito chiuso: 9°C
- perdita di carico sul lato mare: 0.52 bar
- perdita di carico sul lato circuito chiuso: 1 bar
- piastre in titanio dello spessore di 0.5 mm, dimensioni 1415 mm x 3868 mm
- numero di piastre: 734 per unità (5872 totali)
- telai in acciaio S235JR+N
- lunghezza di uno scambiatore: 7020 mm
- diametro degli attacchi (2 ingressi e 2 uscite, posizionati sullo stesso lato): 20" (508 mm)
- massa unitaria: 18552 kg (27859 kg con condotti pieni d'acqua)

5.2 *Lay-out impianto, stima delle perdite di carico e prestazioni pompe*

5.2.1 planimetria circuito

La figura 5.1 riporta la planimetria generale delle aree interessate allo studio, con l'ubicazione dei tre impianti (rigassificatore, centrale CC e termovalorizzatore Acegas-Aps). Nel dettaglio relativo al terminale LNG sono evidenziate la localizzazione delle opere di presa e di restituzione dell'acqua di mare e la posizione degli ORV.

La figura 5.2 riporta invece, in maniera schematica, il lay-out generale del circuito acqua di mare, in cui i diversi tratti sono individuati con delle lettere, utilizzate per i richiami nel testo nei prossimi paragrafi. Nella schematizzazione non sono stati riportati i dettagli concernenti le valvole ed i raccordi e non è stato indicato in maniera specifica lo scambiatore relativo al raffreddamento degli organi ausiliari della centrale, inglobato in figura nel componente "edificio turbina a vapore".

Le lunghezze indicative dei tratti indicati nella figura sono A=63 m, B=370 m, C=92 m, D= 90 m, E=90 m, F=92 m, G=370 m e H=553 m.

I dislivelli da superare sono fondamentalmente due: sollevamento dell'acqua dal livello del mare al piano di campagna degli stabilimenti e dal piano di calpestio alla sommità degli ORV.

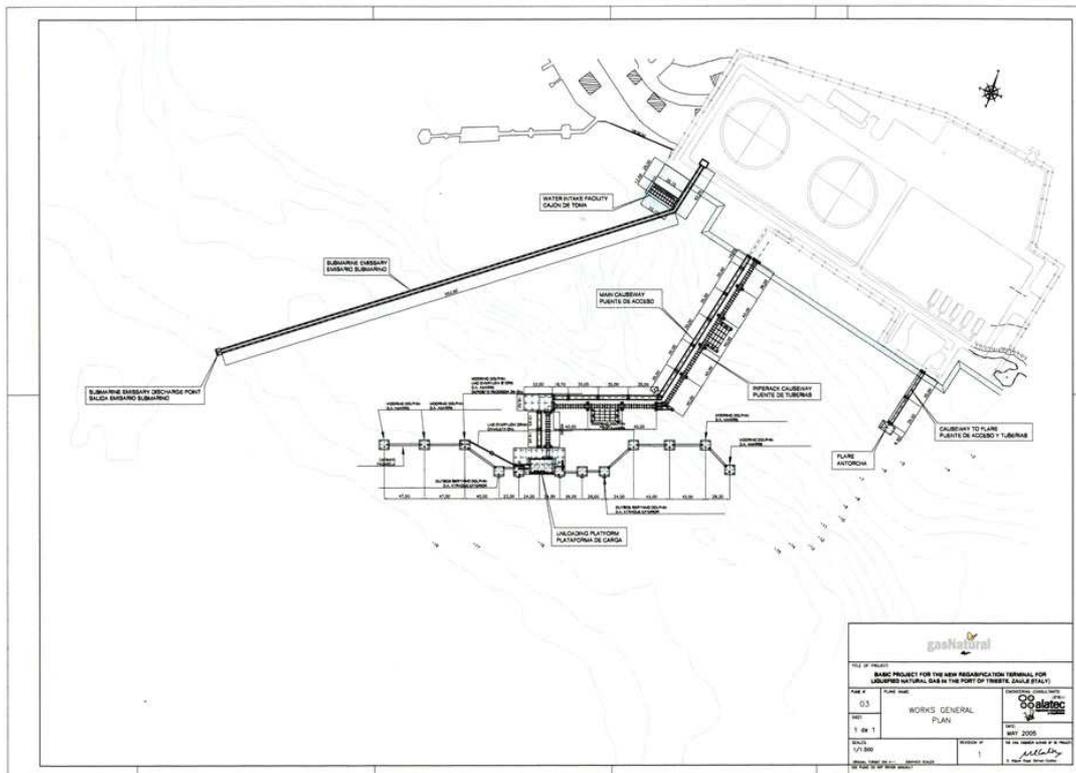
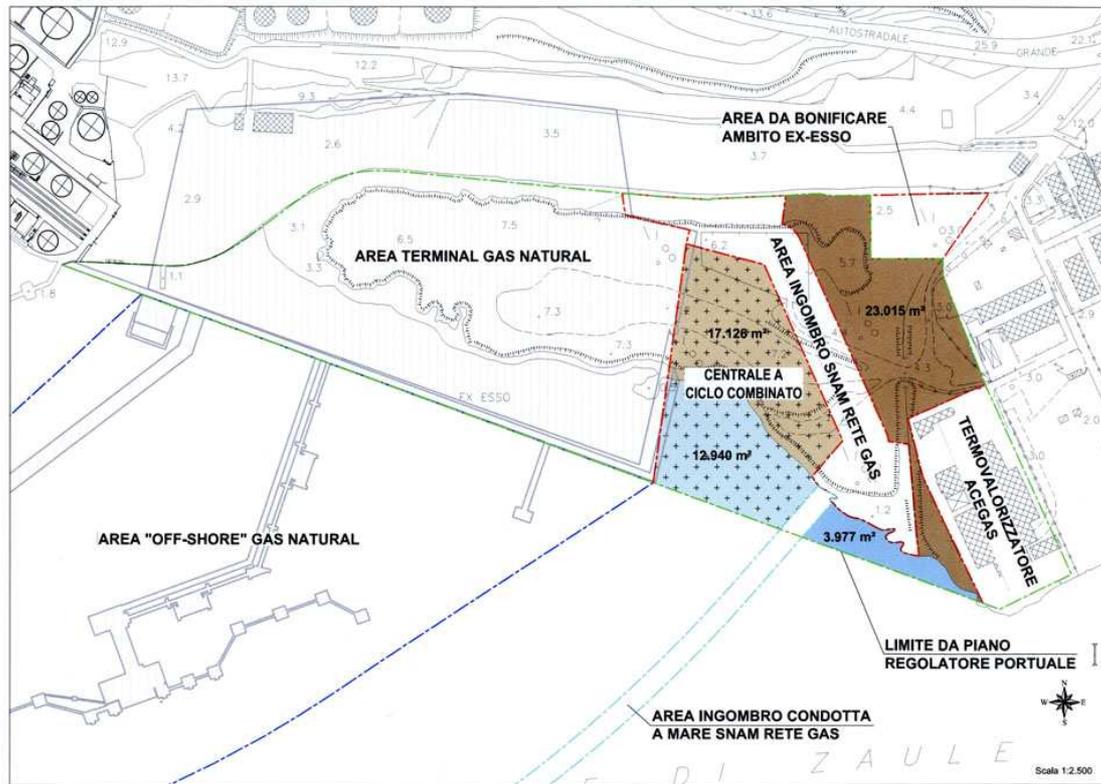


Figura 5.1 – Planimetrie degli impianti: complessivo (sopra), dettaglio terminale LNG (sotto).

L'escursione della marea, sommata all'azione degli agenti atmosferici, può portare il livello del mare a innalzarsi di 211 cm rispetto al livello medio nel golfo di Trieste, per cui si suppone che il terrapieno da realizzare per uniformare la linea di costa sia costruito 4.0 m sopra il livello medio del mare.

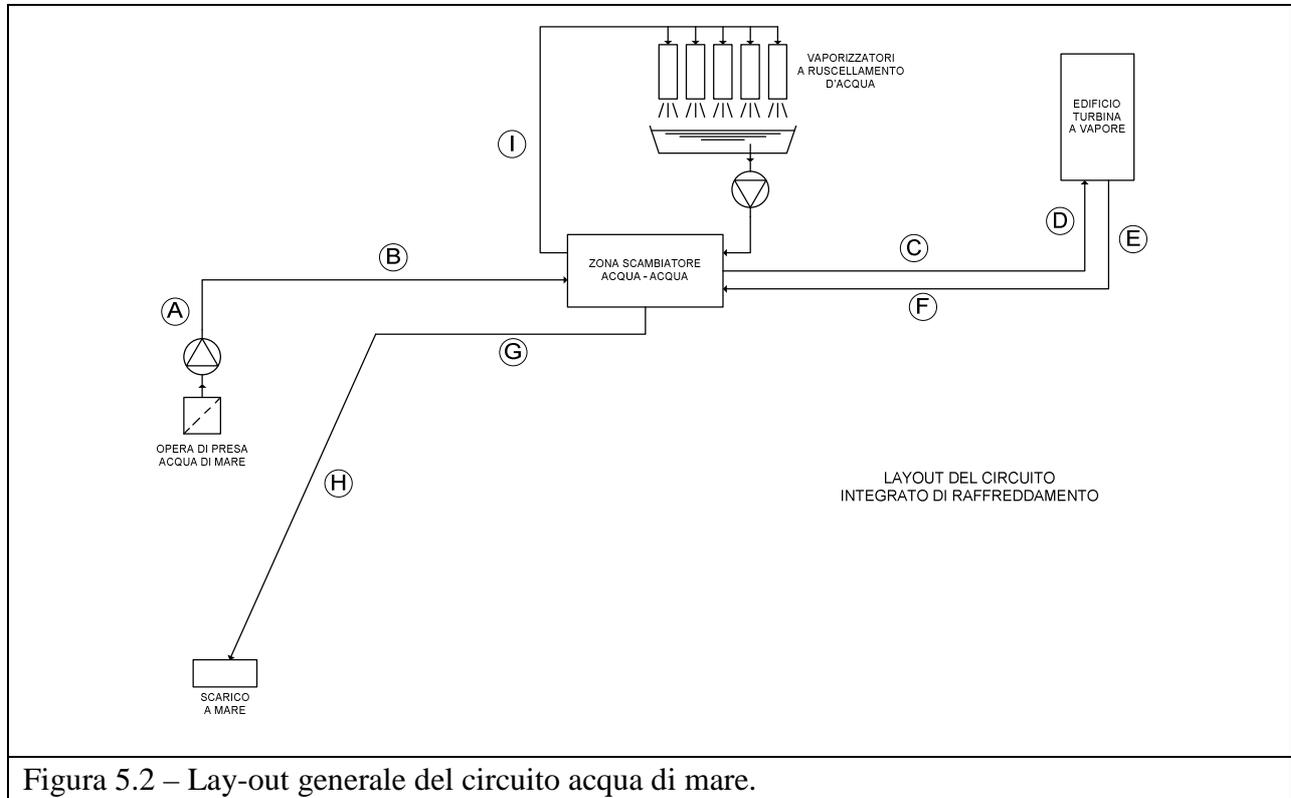


Figura 5.2 – Lay-out generale del circuito acqua di mare.

Il livello minimo della marea si registra invece 141 cm sotto il livello medio (si osservi, ai fini della descrizione dell'impianto, che sotto a questo devono essere garantiti almeno 2.8 m di acqua sopra la posizione dei filtri primari, secondo le specifiche del sistema TAPIS della Taprogge). In conclusione il primo dislivello da affrontare è di $1.4+4.0=5.4$ m. Si può assumere nei calcoli il valore cautelativo di 6 m.

Per quanto riguarda il secondo dislivello, l'altezza dei vaporizzatori ORV è pari a circa 8-9 m: si assume, in maniera conservativa, di dover portare l'acqua ad un'altezza di 10 m.

5.2.2 stima delle perdite di carico

Si distinguono le perdite di carico continue da quelle localizzate, queste ultime comprensive anche delle perdite di carico negli scambiatori di calore.

5.2.2.1 perdita di carico continua

La velocità assunta per l'acqua di raffreddamento nelle tubazioni è $v=2$ m/s, in accordo con le usuali prassi di progetto e con le indicazioni ricevute da Ansaldo Energia. Nel circuito acqua di mare circolano in condizioni nominali 28000 m³/h, che diventano 32000 m³/h nelle condizioni più sfavorevoli di funzionamento isolato del rigassificatore nelle giornate più fredde (schema di fig.4.9). Assumendo quale base di calcolo quest'ultima condizione è necessaria una sezione di passaggio di 4.44 m². Nel caso di un'unica tubazione a sezione circolare, il diametro corrispondente è pari a 2.38 m, per cui si può assumere il valore commerciale di 2.4 m. Se la portata viene ripartita in due tubazioni parallele (come risulta, almeno per alcuni tratti, dai disegni del circuito acqua di mare del rigassificatore), ciascun tubo dovrà avere un diametro pari a 1.68 m, per cui si può assumere il valore commerciale di 1.7 m. I tubi del circuito potranno essere realizzati in cemento



(scabrosità tipica $\epsilon=0.3$ mm) oppure in ghisa (scabrosità tipica $\epsilon=0.4$ mm); in tutti i casi si sono considerate tubazioni a sezione circolare. Per porsi in favore della sicurezza, tutte le perdite di carico sono calcolate assumendo una scabrezza di 0.4 mm.

Nei due casi di tubazione unica oppure doppia, la perdita di carico unitaria è così calcolata:

- ipotesi di tubazione unica ($d=2.4$ m):
il valore del numero di Reynolds è $Re=3.1e6$, avendo assunto per la viscosità cinematica dell'acqua di mare $1.44e-6$ m²/s. La scabrosità relativa è $\epsilon/d=2e-4$. Dal diagramma di Moody si ricava che il coefficiente di attrito vale $\lambda=0.015$. La perdita di carico unitaria è quindi $R=\lambda \cdot \rho \cdot v^2 / (2d) = 12.9$ Pa/m = 1.3 m_{CA}/km;
- ipotesi di tubazione doppia ($d=1.7$ m):
in questo caso si ottiene: $Re=2.36e6$, $\epsilon/d=2.3e-4$ e $\lambda=0.015$, stesso valore del caso precedente. La perdita di carico unitaria è in questo caso $R=18.2$ Pa/m = 1.8 m_{CA}/km.

In prima approssimazione, in base al lay-out di fig.5.2, la lunghezza complessiva del circuito di raffreddamento primario è di 1720 m. A questi bisogna sommare i tratti di tubazione interni alla "zona dello scambiatore acqua-acqua". Questo potrebbe essere costituito da diverse unità collegate in parallelo, per cui si assume che le diverse tubazioni (collegamenti e by-pass) abbiano una lunghezza complessiva di circa 80 m. La lunghezza totale di condotta considerata in questi calcoli è dunque di 1800 m. Le variazioni di circuito corrispondenti ai diversi assetti di funzionamento non influenzano in modo sostanziale la lunghezza delle tubazioni. Solo nel caso in cui la centrale è ferma, lo scarico avviene subito a valle dello scambiatore acqua-acqua, risparmiando circa 400 metri di tubazione.

Le perdite continue complessive sono dunque:

- per tubazione unica: 2.3 m_{CA} (1.8 m_{CA} a centrale ferma)
- per tubazione doppia: 3.2 m_{CA} (2.5 m_{CA} a centrale ferma)

5.2.2.2 perdite di carico localizzate

Le perdite di carico localizzate sono dovute a: filtro primario, eventuali filtri secondari, scambiatore acqua-acqua, condensatore della centrale CC, gomiti, valvole, raccordi.

a) filtro primario

Sulla base di materiale informativo commerciale della Taprogge si stima una perdita di carico al filtro primario di 0.15 bar.

b) filtri secondari

Ciascuno scambiatore (acqua-acqua, se del tipo a fascio tubiero, e condensatore della centrale CC) deve essere protetto, immediatamente a monte, da un filtro secondario. Secondo un preventivo fornito dalla Taprogge per filtri a retrolavaggio della serie IN-TA-CT (Allegato 3), la perdita di carico associata a ognuno di questi è stimata in 35 mbar.

c) scambiatore acqua-acqua

Con riferimento al paragrafo 5.2.2, le perdite di carico stimate in questo scambiatore sono pari a 0.52 bar sul lato circuito aperto e 1.0 bar sul lato circuito chiuso.

d) condensatore dell'impianto a vapore

La perdita di carico prevista sul lato acqua è pari a 0.95 bar.

e) gomiti, valvole, raccordi

Nello schema sono presenti dieci giunzioni a T, che consentono di deviare la portata nei diversi rami del circuito secondo gli utilizzi dello stesso. Tali giunzioni sono percorse sempre nel medesimo senso (sempre la stessa entrata con due possibili uscite, secondo lo schema di funzionamento, oppure due possibili entrate e sempre la stessa uscita), per cui sono sufficienti due valvole a farfalla per ogni T (per un totale di venti valvole). Inoltre, nelle giunzioni a T la portata è solamente indirizzata, senza ripartizioni o congiunzioni di flussi, per cui ai fini del calcolo delle perdite possono essere trattate come gomiti a 90°, quando operano nella configurazione che comporta deviazione del flusso. Quale ipotesi cautelativa, poiché la deviazione si ha in una sola delle due possibili situazioni operative, si è ritenuto di applicare la



perdita di carico per deviazione di 90° a tutte le giunzioni, tenendo così conto dell'inevitabile presenza nel circuito reale di alcuni gomiti, quantificabile solo in fase di stesura del progetto esecutivo. Per quanto riguarda le valvole, trattandosi di organi di intercettazione e non di regolazione, in ogni giunzione una sarà completamente chiusa e una completamente aperta, quindi per il calcolo delle perdite se ne considereranno solamente la metà di quelle presenti nelle giunzioni a T effettivamente percorse da flusso nelle diverse configurazioni operative.

Le perdite di carico localizzate trattate in questo paragrafo sono state calcolate con la formula $R=K \cdot \rho \cdot v^2 / 2$, dove il coefficiente K è stato assunto pari a 0.5 per una valvola a farfalla completamente aperta e a 1.1 per un gomito a 90° . Quindi:

- perdita localizzata in una valvola a farfalla: 1025 Pa = 0.01 bar
- perdita localizzata in un gomito: 2255 Pa = 0.02 bar

5.2.2.3 perdita di carico complessiva del circuito acqua di mare

a) funzionamento estivo (fig.4.5) ed invernale (fig.4.6)

Nei due assetti fondamentali di funzionamento estivo (fig.4.5) e invernale (fig.4.6), le variazioni di configurazione del circuito non sono tali da modificare in modo sostanziale le perdite di carico, per cui i due casi sono trattati insieme:

- perdite localizzate nel filtro primario: 1.5 m_{CA}
- dislivello livello minimo del mare-piano di campagna: 6 m
- perdite continue lungo le tubazioni (tubazione doppia): 3.2 m_{CA}
- perdite localizzate in 8 valvole a farfalla completamente aperte: 0.8 m_{CA}
- perdite localizzate in 10 gomiti (numero indicativo): 2.2 m_{CA}
- perdite localizzate nei due filtri secondari: 0.7 m_{CA} (complessivi)
- perdite localizzate nello scambiatore acqua-acqua: 5.2 m_{CA}
- perdite localizzate nel condensatore della centrale: 9.4 m_{CA}

La prevalenza resistente totale del circuito negli assetti di figg.4.4 e 4.5 è pertanto di 29.0 m_{CA} .

b) funzionamento della sola centrale CC (fig.4.7)

Le perdite continue possono essere ritenute, in prima approssimazione, uguali al caso precedente, così come le perdite in valvole e gomiti. In questa configurazione sono eliminate le perdite in uno dei filtri secondari e nello scambiatore acqua-acqua.

La prevalenza resistente totale del circuito nell'assetto di fig.4.6 è dunque: 23.5 m_{CA} .

c) funzionamento con solo rigassificatore, in circuito chiuso (fig.4.8)

In questo assetto non vi è passaggio dell'acqua attraverso un filtro secondario, il condensatore della centrale CC e circa 400 metri di tubazione, per cui le perdite continue si riducono a circa 2.5 m_{CA} e le altre si possono ritenere per semplicità inalterate.

La prevalenza resistente totale del circuito nell'assetto di fig.4.7 è dunque: 18.4 m_{CA} .

d) funzionamento con solo rigassificatore, in circuito aperto (fig.4.9)

In questo caso il circuito comprende anche i vaporizzatori, ma è escluso lo scambiatore acqua-acqua. Inoltre, questo assetto viene adottato solo a centrale ferma, per cui la lunghezza totale delle tubazioni attive è ridotta. In prima approssimazione, non sono considerate le perdite continue lungo le tubazioni di collegamento tra il circuito "standard" e i vaporizzatori, poiché si suppone che tutti i dispositivi (vaporizzatori, scambiatore acqua-acqua e tubazioni di by-pass) vengano installati vicini tra loro, a distanze molto minori delle lunghezze delle tubazioni principali di adduzione dell'acqua. Il dettaglio delle perdite e delle prevalenze geodetiche in questo caso è:

- perdite localizzate nel filtro primario: 1.5 m_{CA}
- dislivello livello minimo del mare-piano di campagna: 6 m



- perdite continue lungo le tubazioni: 2.5 m_{CA}
- perdite localizzate in 8 valvole a farfalla completamente aperte: 0.8 m_{CA}
- perdite localizzate in 10 gomiti (numero indicativo): 2.2 m_{CA}
- dislivello piano di campagna-sommità ORV: 10 m

La prevalenza resistente totale del circuito nell'assetto di fig.4.8 è dunque: 23.0 m_{CA}.

Si osservi che le pompe che aspirano dalla vasca di raccolta sottostante il rigassificatore, che negli altri assetti devono far fronte al dislivello piano di campagna-sommità ORV, in questo assetto devono vincere le sole perdite nelle tubazioni fino allo scarico (che secondo il progetto originale sono dotate di una certa pendenza, dunque lo scarico avviene per gravità).

5.2.2.4 perdita di carico complessiva del circuito chiuso degli ORV (figg.4.5-4.8)

Le tubazioni di questo circuito hanno lunghezza limitata, per cui non vengono considerate le perdite continue. Cautelativamente, si considerano dieci gomiti, oltre alle due valvole a farfalla completamente aperte, il filtro secondario, lo scambiatore e il dislivello geodetico da superare. Nel dettaglio:

- perdite localizzate nel filtro secondario: 0.4 m_{CA}
- perdite localizzate nello scambiatore acqua-acqua (lato vaporizzatori): 9.9 m_{CA}
- dislivello piano di campagna-sommità ORV: 10 m
- perdite localizzate in due valvole a farfalla completamente aperte: 0.2 m_{CA}
- perdite localizzate in 10 gomiti (numero indicativo): 2.2 m_{CA}

La prevalenza resistente totale del circuito chiuso degli ORV è dunque: 22.7 m_{CA}.

5.2.3 stima delle prestazioni delle pompe

Le prestazioni richieste alle due stazioni di pompaggio sono le seguenti:

- pompe acqua di mare: portata 32000 m³/h, prevalenza 30 m_{CA}
- pompe a servizio degli ORV: portata 32000 m³/h, prevalenza 25 m_{CA}

Le potenze assorbite possono essere orientativamente stimate in 3.0 MW e 2.5 MW. Per confronto, si è stimata la potenza di pompaggio complessiva nel caso della soluzione di fig.2.1, proposta nella relazione tecnica preliminare. Il dettaglio delle perdite di carico sarebbe:

- perdite localizzate nel filtro primario: 1.5 m_{CA}
- dislivello livello minimo del mare-piano di campagna: 6 m
- perdite continue lungo le tubazioni: 3.2 m_{CA}
- dislivello piano di campagna-sommità ORV: 10 m
- perdite localizzate in 10 gomiti (numero indicativo): 2.2 m_{CA}
- perdite localizzate nel filtro secondario: 0.4 m_{CA}
- perdite localizzate nel condensatore della centrale: 9.4 m_{CA}

La prevalenza resistente totale nell'assetto di fig.2.1 è dunque: 32.7 m_{CA}.

La potenza di pompaggio del caso originale può essere stimata in 3.2 MW. La soluzione proposta prevede quindi un aumento della potenza di pompaggio pari a circa 2.3 MW.

6) stima economica di massima delle opere

In questo paragrafo sono riportate le stime di costo dei soli elementi d'impianto ritenuti aggiuntivi rispetto alla configurazione iniziale a ciclo aperto (fig.4.1). I valori di dettaglio sono elencati di seguito.

- Costo dello scambiatore acqua-acqua:

lo scambiatore acqua-acqua è l'elemento che caratterizza la soluzione impiantistica proposta, e ne costituisce il solo elemento nuovo rispetto allo schema previsto nel progetto della centrale CC. Esso costituisce anche la voce di spesa aggiuntiva principale, a causa della elevata potenza termica da trasmettere e degli impegnativi requisiti funzionali richiesti.



Il costo totale indicativo del gruppo di scambiatori a piastre proposto dalla GEA Ecoflex Italia (Allegato 2) è di 2200.0 k€. La soluzione a fasciotubiero è economicamente più impegnativa, e la relativa valutazione potrà essere richiesta ai fornitori specializzati in sede eventuale di progetto esecutivo.

Indicativamente si ipotizza un costo totale di 4300.0 k€, più il costo dell'eventuale sistema meccanico di pulizia delle superfici di scambio, completo di filtro a retrolavaggio. Si fa osservare che il citato sistema di pulizia non può essere adottato con uno scambiatore a piastre.

- Costi d'installazione e manutenzione sistemi pulizia meccanica delle superfici di scambio termico:

I filtri di protezione secondari devono essere installati a monte del condensatore della centrale CC e dello scambiatore acqua-acqua, sul lato acqua di mare. Se si utilizza acqua di mare anche nel circuito chiuso del vaporizzatore, si suggerisce l'inserzione di un filtro di protezione anche sul lato dei vaporizzatori. In conformità a informazioni fornite dalla Taprogge (Allegato 3), il costo di un filtro a retrolavaggio per le portate di progetto può essere stimato in 264800 €. Un costo proporzionalmente inferiore può essere stimato per lo scambiatore di raffreddamento degli ausiliari della centrale CC.

Quale vero costo aggiuntivo della soluzione tecnica proposta si dovrebbe considerare solo quello del filtro per lo scambiatore acqua-acqua, lato acqua di mare, poiché si ritiene che soluzioni di filtraggio a protezione dei principali componenti d'impianto siano già previste nei progetti sia del vaporizzatore che della centrale CC.

Per quanto riguarda il costo di manutenzione del sistema meccanico di pulizia delle superfici di scambio, non sono stati forniti dati precisi ma lo si può ritenere non rilevante.

- Costo annuo di manutenzione sistema MEXEL:

Assumendo per il MEXEL 432 un costo di 10 €/l, una concentrazione di 5ppm per 30 minuti/giorno nel flusso d'acqua di mare di 32000m³/h si ottiene un costo complessivo stimato di 288000 €/anno.

- Costo "differenziale" delle pompe rispetto alla configurazione base:

Le caratteristiche operative calcolate per le pompe di circolazione dell'acqua di mare nelle due configurazioni d'impianto originale (schema di fig.4.1) e modificata (schema di fig.4.5 e successive) sono simili, come illustrato nel paragrafo 5.2.3: in prima approssimazione il costo differenziale delle due soluzioni può essere trascurato.

Per quanto riguarda le pompe del circuito chiuso dei vaporizzatori si è fatto riferimento a informazioni tecniche fornite dalla VIVITEC s.r.l, relative alla fornitura di quattro macchine SULZER ZPP71-800 (3 + 1 in riserva), per una potenza assorbita totale di 2.55 MW e un costo complessivo di 945520 € (Allegato 4).

- Costo "differenziale" tubazioni rispetto alla configurazione base:

La maggior parte delle tubazioni necessarie alla realizzazione dei circuiti oggetto della relazione sono presenti nel progetto del circuito integrato di raffreddamento (fig.4.1) presentato nella relazione tecnica di progetto. I soli rami nuovi sono quelli di by-pass nella zona dello scambiatore acqua-acqua, di lunghezza complessiva stimabile in 80 m. Nell'ipotesi di realizzare le condotte in cemento, un produttore (ZAFSA spa) ha consigliato una sezione rettangolare, che garantisce una maggiore carrabilità. Ricorrendo a un'unica tubazione, la sezione consigliata è 2.5x2 m, avente un costo unitario di 450 €/ml. In caso di tubazione doppia, la sezione consigliata è 1.6x1 m, dal costo lineare di 2x210 €/ml=420 €/ml Il costo differenziale è quindi di 36000 € nel caso di tubazioni uniche e 33600 € nel caso di tubazioni doppie. Adottando tubazioni metalliche tali previsioni di costo andrebbero modificate, ma sarebbero comunque marginali rispetto a quelle relative ai componenti principali dell'impianto.

- Costo valvole a tre vie e rispettivi attuatori:

I costruttori e fornitori interpellati non sono stati in grado di fornire in tempi utili dati di costo.

Il costo aggiuntivo complessivo della soluzione impiantistica proposta può quindi essere stimato sulla base dei riferimenti di mercato in 5000 k€ (+/- 25%) per i componenti principali, cui si deve



aggiungere il costo complessivo del piping. Il costo di manutenzione annuo sarà funzione delle soluzioni scelte per i sistemi di pulizia, e potrebbe aggirarsi attorno ai 300000 €/anno.

7) Conclusioni: analisi complessiva dei costi e dei benefici

La motivazione dello studio oggetto della presente relazione è un'esplicita richiesta del Ministero dell'Ambiente, relativa all'istruttoria di VIA per la realizzazione di una centrale a ciclo combinato gas-vapore, in un'area del porto industriale di Trieste compresa tra quella in cui è previsto l'insediamento di un terminale per la rigassificazione del GNL e quella in cui sorge il termovalorizzatore della Acegas-Aps. La richiesta riguarda uno "Studio di fattibilità di un ciclo chiuso delle acque che comprenda le acque del Terminale GNL, le acque di raffreddamento dell'inceneritore Acegas-Aps e le acque di raffreddamento della centrale in progetto". Lo studio ha lo scopo di verificare se soluzioni a ciclo chiuso possano portare a ulteriori benefici in termini di impatto ambientale, rispetto alla soluzione già proposta nel progetto della centrale. Tale soluzione prevede il riscaldamento, nel condensatore della centrale a ciclo combinato, dell'acqua di mare in precedenza raffreddata nei rigassificatori, con uno schema di circolazione a ciclo aperto.

Lo studio è stato condotto nel rispetto dei requisiti richiesti per l'integrazione tra gli impianti, cioè modificarne l'assetto il meno possibile, garantirne il funzionamento anche in caso di fermata degli altri, proporre soluzioni impiantistiche basate su tecnologie collaudate con riscontri nella letteratura tecnico-commerciale.

L'analisi dello schema iniziale di integrazione a ciclo aperto ne ha messo in evidenza i seguenti aspetti positivi:

- l'impatto termico sull'ambiente marino è determinato dai bilanci di energia dei due impianti, e con lo schema già proposto diventa il minimo possibile, non migliorabile né modificabile con nessuna soluzione impiantistica alternativa, che preveda l'utilizzo dell'acqua di mare;
- lo schema impiantistico è particolarmente semplice e poco intrusivo nei riguardi delle condizioni operative del singolo impianto. Rigassificatore e centrale CC possono operare in maniera praticamente indipendente;
- la centrale CC opera con rendimento e produttività leggermente migliorati, rispetto al funzionamento isolato, grazie al raffreddamento dell'acqua di condensazione nell'attraversamento degli ORV.

La realizzazione di soluzioni impiantistiche diverse, e in particolare di un ciclo chiuso, doveva quindi trovare giustificazione in termini o di radicale eliminazione dell'interazione con l'ambiente marino o di riduzione delle emissioni di cloro o di altri eventuali vantaggi operativi quali aumento di rendimento e producibilità rispetto allo schema di integrazione iniziale.

La realizzazione di un ciclo chiuso con torri di raffreddamento, in grado di trasferire lo scambio termico con l'ambiente dal mare all'atmosfera, è stata scartata a causa degli ingombri incompatibili con le aree disponibili per gli impianti.

E' stata quindi studiata la soluzione a ciclo chiuso alternativa alla precedente, con scambio termico con l'acqua della baia di Zaule. Con questa configurazione sarebbe in teoria possibile eliminare l'immissione di sostanze clorate nel mare, utilizzando altre tecniche protettive delle parti del circuito a contatto con l'acqua salmastra, presenti sul mercato. Si avrebbero però gli svantaggi, rispetto allo schema iniziale, della maggiore interconnessione funzionale dei diversi impianti, dei costi realizzativi più elevati e dell'innalzamento della temperatura nel condensatore, con conseguente penalizzazione del rendimento della centrale CC.

Alcuni degli inconvenienti evidenziati sono stati superati dalla proposta di una soluzione a circuito misto, nella quale il solo rigassificatore opera in circuito chiuso, interfacciato per mezzo di uno scambiatore a superficie con quello aperto dell'acqua di mare, a servizio del condensatore. Quest'ultimo circuito è concepito in modo da consentire, oltre al funzionamento autonomo degli impianti serviti, due diverse modalità operative, definite rispettivamente estiva ed invernale. Nella



prima, il condensatore riceve l'acqua raffreddata dallo scambiatore di interfacciamento con il circuito chiuso del rigassificatore, conservando i guadagni di rendimento e potenzialità della centrale CC che caratterizzava il ciclo aperto. Nella seconda è lo scambiatore a ricevere l'acqua di mare preriscaldata nel condensatore, scongiurando il pericolo di riduzione della produzione del terminale LNG per temperatura troppo bassa dell'acqua della baia. Anche con questo schema, inoltre, sarebbe possibile ridurre l'immissione in mare di sostanze clorate.

Il limite funzionale della soluzione a circuito misto si riscontra nel funzionamento invernale del rigassificatore con centrale CC ferma, poiché lo scambiatore acqua- acqua innalza il limite minimo della temperatura del mare compatibile con il funzionamento degli ORV da 7°C a 13°C circa. Questo comporterebbe da ottobre ad aprile una operatività limitata del rigassificatore nelle ore notturne e nei fine settimana, a causa del funzionamento discontinuo previsto per la centrale CC, con fermata nelle fasce orarie di minor domanda elettrica. In tali periodi si dovrebbe prevedere il funzionamento del rigassificatore in ciclo aperto, come nello schema base, perdendo parte del vantaggio presunto.

In tutte le soluzioni, a ciclo aperto, chiuso o misto, sarebbe possibile integrare nell'impianto anche il condensatore del termovalorizzatore Acegas-Aps. Tale integrazione appare però sconsigliabile, perché i bilanci termici mostrano che il sistema rigassificatore - centrale CC è già sbilanciato sul lato caldo di 81 MW, e la connessione al termovalorizzatore aumenterebbe tale sbilanciamento con conseguente ulteriore innalzamento della temperatura dell'acqua di mare. Si ricorda a tale proposito che il termovalorizzatore non ha attualmente interscambio di energia termica con la baia di Zaule.

In conclusione, la soluzione a ciclo misto individuata nello studio consente di ridurre l'emissione di cloro nell'ambiente marino rispetto alla soluzione a ciclo aperto già presentata, ma a fronte di costi realizzativi e di complessità impiantistiche e gestionali più elevate. Dal punto di vista del bilancio termico delle acque della baia di Zaule, la soluzione a ciclo aperto e quella a ciclo misto sono equivalenti: entrambe riducono lo scambio globale di calore al livello minimo fisicamente possibile, specialmente se si esclude dall'integrazione impiantistica il condensatore del termovalorizzatore.

Bibliografia

- [1] Tarlowsky J., Sheffield J., Durr C., Coyle D. "LNG import terminals – recent developments", http://www.cheresources.com/lng_terminals.pdf
- [2] Price B.C. "Optimize energy integration for LNG terminals", Hydrocarbon Processing, July 2004, pp. 43-46
- [3] Kim T.S., Ro S.T. "Power augmentation of combined cycle power plants using cold energy of liquefied natural gas", Energy 25 (2000), pp. 841-856
- [4] Ripoll R.P., Abad J.G., Estrada A.S. "Integration of CCGT plant & existing LNG terminal at Barcelona Port", Offshore World, April-May 2006, pp. 23-28
- [5] Aramburu J. "Bahía de Bizkaia LNG terminal & combined cycle power plant at the port of Bilbao", http://www.igu.org/html/wgc2003/WGC_pdffiles/10487_1049117673_8437_1.pdf
- [6] Yang C.C., Huang Z. "Lower emission LNG vaporization", LNG Journal, November-December 2004, pp 24-26
- [7] Ellis R. "Rosignano LNG terminal: innovative solutions to safety and environmental challenges", 23rd World Gas Conference, Amsterdam 2006
- [8] Foster Wheeler Iberia "Studio di integrazione del circuito acqua di mare", DD4573A-PRO-BD-ES, 2008, <http://www.gasnaturalitalia.com>
- [9] Medea Engineering S.A. "Progetto preliminare terminale di ricezione e rigassificazione gas naturale (GNL) Zaule (TS) – RELAZIONE TECNICA", doc. 03246-GEN-R-0-002, 13/01/2006



- [10] Medea Engineering S.A. "Progetto preliminare terminale di ricezione e rigassificazione gas naturale (GNL) Zaule (TS) – DATI BASE DI PROGETTO", doc. 03246-PRO-S-0-001, 13/01/2006
- [11] AnsaldoEnergia "Centrale a ciclo combinato, alimentata a gas naturale, nel porto industriale di Trieste RELAZIONE TECNICA", doc. ing. 7162AXVV*S001, 30/05/2009
- [12] <http://www.taprogge.com>
- [13] <http://www.eimcowatertechnologies.com>
- [14] <http://mexel.fr/products-solutions/mexel-432>

prof. ing. Diego Micheli

Trieste, 16 giugno 2010