

# POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Energetica



Analisi Comparativa di Differenti Sistemi di Raffreddamento da Installare su  
Piattaforme Offshore

Relatore: Prof. Luca MOLINAROLI

Co-relatore: Ing. Remo Claudio APRONTI

Tesi di Laurea di:

Giovanni BELOTTI Matr. 732921

Anno Accademico 2009 - 2010



# Indice

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Elenco delle figure</b>   | <b>3</b>  |
| <b>Elenco delle tabelle</b>  | <b>5</b>  |
| <b>Sommario e Parole Chiave</b>  | <b>7</b>  |
| <b>Abstract and Key Words</b>  | <b>9</b>  |
| <b>Introduzione</b>  | <b>11</b> |
| <b>1 I sistemi di raffreddamento industriali</b>                                   | <b>13</b> |
| 1.1 Considerazioni generali . . . . .  | 13        |
| 1.2 Aspetti ambientali . . . . .   | 18        |
| 1.3 Aspetti di rischio . . . . .   | 22        |
| 1.4 Inquadramento . . . . .  | 24        |
| <b>2 Aspetti tecnologici</b>   | <b>29</b> |
| 2.1 Configurazioni principali . . . . .  | 29        |
| 2.1.1 Sistemi di raffreddamento a singolo passaggio . . . . .                      | 30        |
| 2.1.1.1 Sistemi di raffreddamento a singolo passaggio<br>diretto . . . . .         | 31        |
| 2.1.1.2 Sistemi di raffreddamento a singolo passaggio<br>indiretto . . . . .       | 32        |
| 2.1.2 Sistemi di raffreddamento a circuito chiuso raffreddati<br>ad aria . . . . . | 33        |
| 2.2 Costi . . . . .  | 35        |
| <b>3 Sistemi ad acqua di mare per l'offshore</b>                                   | <b>37</b> |
| 3.1 Scopi e obiettivi . . . . .  | 37        |
| 3.2 Materiali . . . . .  | 39        |
| 3.3 Circuito Indiretto . . . . .   | 40        |
| <b>4 Case study</b>  | <b>43</b> |
| 4.1 Scenario di riferimento . . . . .  | 43        |
| 4.1.1 Descrizione in sintesi del processo . . . . .                                | 45        |

## Indice

|         |   |           |
|---------|---|-----------|
| 4.1.2   | Premesse iniziali . . . . .   | 46        |
| 4.1.2.1 | Dati di base . . . . .  | 46        |
| 4.1.2.2 | Composizione del gas . . . . .  | 46        |
| 4.1.2.3 | Dati ambientali . . . . .   | 47        |
| 4.1.2.4 | Scelte progettuali . . . . .  | 47        |
| 4.1.3   | Valutazioni preliminari . . . . .   | 48        |
| 4.1.3.1 | Valutazione delle proprietà fisiche del gas . . . . .                       | 48        |
| 4.1.3.2 | Sezione di compressione gas . . . . .                                       | 48        |
| 4.1.4   | Unità 360: Compressione del gas . . . . .                                   | 49        |
| 4.2     | Comparazione delle configurazioni . . . . .                                 | 52        |
| 4.2.1   | Treno di compressione con circuito di raffreddamento<br>diretto . . . . .   | 53        |
| 4.2.1.1 | Descrizione del processo . . . . .  | 53        |
| 4.2.1.2 | Dimensionamento scambiatore di calore . . . . .                             | 55        |
| 4.2.1.3 | Life Cycle Cost . . . . .   | 59        |
| 4.2.2   | Treno di compressione con circuito di raffreddamento<br>indiretto . . . . . | 62        |
| 4.2.2.1 | Descrizione del processo . . . . .  | 62        |
| 4.2.2.2 | Configurazione scambiatore di calore . . . . .                              | 63        |
| 4.2.2.3 | Life Cycle Cost . . . . .   | 71        |
| 4.3     | Comparazione Costi e Pesi . . . . .   | 74        |
| 4.3.1   | Comparazione costi . . . . .  | 74        |
| 4.3.2   | Comparazione pesi . . . . .   | 75        |
|         | <b>Conclusioni</b>  | <b>77</b> |
|         | <b>Bibliografia</b>   | <b>79</b> |

# Elenco delle figure

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.1  | Struttura per la determinazione di un sistema di raffreddamento, parte I. . . . .                 | 26 |
| 1.2  | Struttura per la determinazione di un sistema di raffreddamento, parte II. . . . .                | 27 |
| 2.1  | Rappresentazione schematica del sistema di raffreddamento a singolo passaggio diretto. . . . .    | 31 |
| 2.2  | Rappresentazione schematica del sistema di raffreddamento a singolo passaggio indiretto . . . . . | 32 |
| 2.3  | Air Cooler . . . . .  | 33 |
| 3.1  | Diagramma di un tipico sistema a circuito chiuso . . . . .  | 42 |
| 4.1  | Scenario di riferimento . . . . .   | 43 |
| 4.2  | Scenario di produzione mediante nuova piattaforma . . . . .                                       | 44 |
| 4.3  | Scenario di produzione mediante nuova piattaforma . . . . .                                       | 45 |
| 4.4  | Treno di compressione del gas . . . . .   | 50 |
| 4.5  | Rappresentazione schematica Unità 360, con sistema di raffreddamento diretto . . . . .            | 54 |
| 4.6  | Sketch BEU . . . . .  | 55 |
| 4.7  | Sketch Cooler in mandata 2° corpo . . . . .   | 58 |
| 4.8  | Rappresentazione schematica Unità 360, con sistema di raffreddamento indiretto . . . . .          | 62 |
| 4.9  | Sketch BEM . . . . .  | 65 |
| 4.10 | Caratteristiche meccaniche scambiatore a piastre . . . . .  | 67 |
| 4.11 | Caratteristiche meccaniche scambiatore a piastre con piatto M30 . . . . .                         | 68 |
| 4.12 | Sketch Cooler in mandata 1° Corpo . . . . .   | 70 |
| 4.13 | Sketch Cooler in mandata 2° Corpo . . . . .   | 70 |
| 4.14 | Costi totali su costi/ora lavoro . . . . .  | 74 |

*Elenco delle figure*

# Elenco delle tabelle

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.1  | Livelli di temperatura del calore e gamma di applicazione . . . .           | 14 |
| 3.1  | Selezione materiali per scambiatori . . . . .                               | 39 |
| 3.2  | Selezione materiali per scambiatori a piastre . . . . .                     | 40 |
| 4.1  | Composizione del gas . . . . .  | 47 |
| 4.2  | Proprietà del gas . . . . .   | 48 |
| 4.3  | Dati di processo Cooler in mandata 2° corpo . . . . .                       | 57 |
| 4.4  | Confronto scambiatori in mandata 2° corpo . . . . .                         | 58 |
| 4.5  | Configurazione Cooler in mandata 2° corpo . . . . .                         | 58 |
| 4.6  | Dati di processo Cooler in mandata 1° corpo in 2 <sup>a</sup> fase. . . . . | 59 |
| 4.7  | Configurazione Cooler in mandata 1° corpo . . . . .                         | 59 |
| 4.8  | Costo, dimensioni e pesi Cooler in mandata 1° corpo . . . . .               | 59 |
| 4.9  | Capex circuito diretto . . . . .  | 60 |
| 4.10 | Opex circuito diretto . . . . .   | 61 |
| 4.11 | Capex + Opex . . . . .  | 61 |
| 4.12 | Dati di processo scambiatore di calore intermedio . . . . .                 | 67 |
| 4.13 | Confronto pesi e costi . . . . .  | 68 |
| 4.14 | Dati di processo Cooler in mandata 2° Corpo . . . . .                       | 69 |
| 4.15 | Dati di processo Cooler in mandata 1° Corpo . . . . .                       | 69 |
| 4.17 | Caratteristiche meccaniche Cooler in mandata 2° Corpo . . . . .             | 69 |
| 4.16 | Caratteristiche meccaniche Cooler in mandata 1° Corpo . . . . .             | 70 |
| 4.18 | Pesi e Costi Shell&Tube . . . . .   | 71 |
| 4.19 | Capex circuito di raffreddamento diretto . . . . .                          | 71 |
| 4.20 | Opex circuito diretto . . . . .   | 73 |
| 4.21 | Capex + Opex . . . . .  | 73 |
| 4.22 | Massa sistema diretto . . . . .   | 75 |
| 4.23 | Massa sistema indiretto . . . . .   | 75 |

*Elenco delle tabelle*



# Sommario e Parole Chiave

## Sommario

I sistemi di raffreddamento installati su applicazioni offshore sono sistemi estremamente critici, in quanto sono costretti ad operare con fluidi di processo (gli idrocarburi) estremamente pericolosi in termini ambientali e di sicurezza. Nonostante ciò, la progettazione deve garantire impianti semplici, leggeri ed economici.

Lo scopo della seguente trattazione sarà quello di fornire un criterio di scelta per la definizione ed il dimensionamento dei sistemi di raffreddamento che possono essere installati in piattaforma. Verranno mostrate una serie di configurazioni normalmente utilizzate in questo campo, e si cercherà di valutarne di nuove. Infine, le configurazioni scelte verranno applicate ad un caso reale, in cui verrà illustrato il procedimento per la definizione della migliore, specialmente dal punto di vista economico, in termini di costi inevitabili, come quelli di investimento, ed operativi. Verranno inoltre analizzati i costi evitabili, come la manutenzione, e soprattutto quelli legati all'ambiente ed alla salvaguardia della reputazione aziendale.

## Parole chiave

*Sistema di Raffreddamento, Scambiatore di calore, Piattaforma Offshore.*

## *Sommario e Parole Chiave*

# Abstract and Key Words

## Abstract

Cooling systems for offshore platforms are very critical, because they are forced to work with very dangerous process fluids (the hydrocarbons) from an environmental and safety point of view. Furthermore, the design should provide easy, light and cheap systems.

The scope of this report is to provide a weapon of choice to define and design the cooling system that could be installed on a platform. Some configuration, usually used in this field, will be shown and new ones will be evaluated. Finally, the chosen configurations will be adopted for a real case, where the process will be shown to define the better solution related to the avoidable costs, like investment and operation. Moreover unavoidable costs will be evaluated, like the maintenance, and related to the environment and safety.

## Key Words

*Cooling System, Heat Exchanger, Offshore Platform.*

*Abstract and Key Words*

# Introduzione

I sistemi di raffreddamento sono dispositivi concepiti per consentire un efficiente scambio di calore tra un generico processo e l'ambiente, attraverso un opportuno fluido, chiamato fluido di raffreddamento, che consenta il rilascio di calore non recuperabile in ambiente. I sistemi di raffreddamento si possono classificare in base al loro design ed al fluido di raffreddamento impiegato (acqua, aria, acqua ed aria, o altri fluidi di processo).

A seconda della potenza frigorifera richiesta, la scelta del sito di realizzazione di un nuovo impianto è fondamentale: esso deve essere selezionato accuratamente a seconda di fattori climatici ed ambientali, quali la disponibilità di acqua, lo spazio a disposizione per la costruzione, e la sensibilità del territorio a determinate emissioni inquinanti.

Nei nuovi impianti ci si concentra sulla prevenzione delle emissioni tramite una accurata selezione della configurazione di raffreddamento ottimale: sistemi aperti o chiusi, circuiti diretti od indiretti. Notevole attenzione va riposta nella scelta dei materiali ed attrezzature adeguati a ridurre le esigenze di manutenzione, ad agevolare il funzionamento del sistema ed il raggiungimento dei requisiti ambientali.

Gli aspetti ambientali dei sistemi di raffreddamento variano a seconda della configurazione utilizzata, ma l'attenzione è rivolta prevalentemente ad aumentare l'efficienza energetica globale ed a ridurre le emissioni (ad esempio quelle di additivi chimici per prevenire la corrosione) in ambiente, soprattutto se acquatico.

Un notevole interesse è rivestito dalla salvaguardia della sicurezza del personale impiegato, attraverso sistemi di controllo e l'utilizzo di dispositivi intrinsecamente sicuri.

Altro aspetto fondamentale è quello economico, in particolare si cerca la minimizzazione dei costi di investimento, operatività, imposte e costi accessori non prevedibili.

## *Introduzione*

# 1 I sistemi di raffreddamento industriali

## 1.1 Considerazioni generali

Tutti i processi industriali che utilizzano energia (meccanica, chimica, elettrica, ecc.) la trasformano, oltre che nell'effetto desiderato, in calore e rumore. Questa degradazione, nella fattispecie il calore, deve essere rimossa attraverso dei sistemi di raffreddamento.

Il termine *sistemi di raffreddamento* si riferisce a quei sistemi per la rimozione del calore, attraverso lo scambio di calore tra il fluido refrigerante e quello da raffreddare, in modo da portare la temperatura di quest'ultimo vicina a quella dell'ambiente. Questo trasporto di calore è ottenuto attraverso l'utilizzo dei cosiddetti scambiatori di calore. Il calore trasferito all'ambiente è nella maggior parte dei casi non riutilizzabile e per questo motivo viene chiamato anche calore di scarto.

In molti processi esistono differenti sorgenti di calore di scarto che vengono classificate secondo vari livelli, a seconda della fascia di temperatura a cui è reso disponibile: alto (sopra i  $60^{\circ}\text{C}$ ), medio ( $25\text{-}60^{\circ}\text{C}$ ) e basso (minore di  $25^{\circ}\text{C}$ ).

Le principali cause della produzione del calore di scarto possono essere classificate attraverso il meccanismo che le ha generate:

- attrito, che è la trasformazione dell'energia meccanica in energia cinetica (le temperature medie del calore di scarto sono di medio livello);
- combustione (alto livello);
- processi chimici<sup>1</sup>, (il livello della temperatura va da medio ad alto);
- compressione, in cui il calore sviluppato è dipendente dal rapporto di compressione (il livello è variabile tra medio ed alto);
- condensazione.

---

<sup>1</sup>Esotermici.

Tabella 1.1: Livelli di temperatura del calore e gamma di applicazione

| Temperature range                  | Suitable Cooling System   | Typical Applications   |
|------------------------------------|---|--|
| Low temperature<br>(10 – 25 °C)    | <ul style="list-style-type: none"> <li>• once-through systems (direct/indirect)</li> <li>• wet cooling towers (mechanical/natural draught)</li> <li>• hybrid cooling towers</li> <li>• combined cooling systems</li> </ul>  | <ul style="list-style-type: none"> <li>• power generation</li> <li>• (petro-) chemical processes</li> </ul>  |
| Medium temperature<br>(25 – 60 °C) | <ul style="list-style-type: none"> <li>• once-through systems (direct/indirect)</li> <li>• wet cooling towers (mechanical/natural draught)</li> <li>• closed circuit cooling towers</li> <li>• evaporative condensers</li> <li>• air-cooled fluid coolers</li> <li>• air-cooled condensers</li> <li>• hybrid cooling towers/ condensers</li> <li>• hybrid closed circuit cooling tower</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• refrigeration cycles</li> <li>• compressor</li> <li>• cooling of machines</li> <li>• autoclave cooling</li> <li>• cooling of rotary kilns</li> <li>• steel plants</li> <li>• cement plants</li> <li>• power generation in warmer regions (Mediterranean)</li> </ul> |
| High Temperature<br>(above 60 °C)  | <ul style="list-style-type: none"> <li>• once-through systems (direct/indirect) in special cases</li> <li>• wet cooling towers (mechanical/natural draught)</li> <li>• air-cooled fluid cooler/ condensers</li> </ul>   | <ul style="list-style-type: none"> <li>• waste incineration plants</li> <li>• engine cooling</li> <li>• cooling of exhaust fumes</li> <li>• chemical processes</li> </ul>  |

La tabella 1.1 mostra come il calore di scarto è un importante fattore da tenere in considerazione per la scelta del sistema di raffreddamento ottimale.

Non appena l'entità dell'energia da smaltire è stata assegnata, si può passare ad una definizione preliminare del sistema; per fare ciò, però, bisogna tenere conto dei seguenti fattori:

- temperatura finale della sostanza da raffreddare;
- capacità termica;
- la necessità di adottare un circuito indiretto;
- le caratteristiche del sito ( condizioni climatiche, disponibilità d'acqua, spazio...);

in modo da soddisfare i requisiti di processo e le condizioni del luogo dove sarà installato.

Le prestazioni del SDR<sup>2</sup> devono essere, nei limiti del possibile, ottimizzate, prendendo principalmente in considerazione il range annuale di temperatura del refrigerante, sia esso aria oppure acqua (che rispetto all'aria manifesta una variabilità minore).

---

<sup>2</sup>Sistema Di Raffreddamento.



## 1.1 Considerazioni generali

Il primo passo nell'ottimizzazione dei sistemi sta nella scelta del sito con le condizioni migliori. Per i sistemi già esistenti, oppure a sito imposto, le caratteristiche del luogo costituiscono un vincolo, e perciò durante l'ottimizzazione di questi sistemi dovranno ovviamente essere tenute in considerazione le restrizioni ambientali.

Importante sarà, nella definizione del SDR, che, sia nel caso in cui il sito sia ancora da definire, sia nel caso in cui il sito è già stato assegnato, siano tenuti in considerazione i seguenti criteri di progettazione:

- qualità, quantità, costi e disponibilità del mezzo refrigerante;
- dimensioni disponibili (aree, pesi, altezze del SDR);
- effetti sulla qualità dell'acqua/aria;
- effetti sulla flora e specialmente, sulla fauna locale;
- condizioni meteorologiche;
- scarico di sostanze dannose, o potenzialmente dannose in acqua/aria;
- rumorosità;
- impatto visivo;
- costi operativi dovuti agli ausiliari (pompe, ventilatori...);
- costi per la manutenzione;
- limiti e condizioni operative;
- legislazione locale in merito a questioni ambientali, come l'emissione di calore, la formazione di pennacchi, la rumorosità, l'altezza globale...

I requisiti ambientali (per approfondire vedere pagina 18) possono influenzare l'operatività dei sistemi di raffreddamento e sono un ulteriore ostacolo nella scelta oppure nell'ottimizzazione di un sistema già esistente. Generalmente possono essere distinti cinque punti critici:

- minimizzare l'uso di energia;
- minimizzare l'emissione di calore;
- evitare la formazione di pennacchi;
- evitare l'emissione di sostanze inquinanti in acqua e nel terreno;

## 1 I sistemi di raffreddamento industriali

- minimizzare la rumorosità.

In genere la salvaguardia degli aspetti ambientali si traduce nel confronto tra i sistemi raffreddati ad acqua e quelli raffreddati ad aria. Alcune osservazioni di carattere generale si possono fare nel confronto delle caratteristiche dei due sistemi, mantenendo la stessa capacità di raffreddamento necessaria:

- spazio richiesto:
  - il raffreddamento ad aria richiede molto spazio a causa del basso calore specifico dell'aria stessa;
  - i SDR ad aria non possono essere posizionati vicino a strutture ingombranti come edifici, che causerebbero il blocco (totale o parziale) dell'alimentazione dell'aria e il pericolo del ricircolo;
- costi di manutenzione:
  - generalmente sono minori per i sistemi ad aria, nonostante il fatto che anche loro possono essere soggetti allo sporcammento;
- controllo del processo:
  - nei sistemi ad aria il controllo della temperatura di processo è molto più facile: questo è dovuto al meccanismo di raffreddamento a tiraggio meccanico che non comporta nessun limite alla quantità disponibile di refrigerante, e il flusso può essere regolato in base alla domanda variando il numero di giri del ventilatore oppure attraverso un impianto multi-fan;
  - le perdite, invece, risultano essere più facilmente individuabili nei sistemi ad acqua.

Altrettanto importanti sono la progettazione dell'impianto e la scelta dei materiali. Entrambi possono pregiudicare il buon funzionamento del sistema stesso, influenzando la richiesta di energia, la rumorosità ed imponendo la necessità di un'unità di trattamento acque e di un sistema di controllo delle perdite verso l'ambiente. Tutto ciò, però, comporta un certo grado di costo, dato che i materiali pregiati hanno costi maggiori anche di un ordine di grandezza. La selezione perciò deve essere ottenuta grazie ad un bilancio tra il livello di prevenzione delle emissioni e il costo di investimento che ciò comporta.

I costi sono sempre tra i fattori più importanti per la selezione di un sistema di raffreddamento e possono essere valutati solo a livello del singolo progetto. Quattro sono i tipi di costi che possono essere distinti:

- costi d'investimento;
- costi operativi, legati alla richiesta di energia (e quindi acqua o aria);
- costi di manutenzione;
- costi ambientali, in forma di tasse e smaltimento dei rifiuti.

Dal quadro generale emerge che i costi di investimento più elevati vanno di pari passo con una riduzione dei costi operativi, il che potrebbe indicare un conseguente minor impatto ambientale.

Si può quindi affermare che i due fattori che maggiormente influenzano i costi globali sono le esigenze degli utenti ed il rispetto dei requisiti ambientali.

Un aspetto importante nel calcolo dei costi di un sistema di raffreddamento è la comparazione tra i costi iniziali d'investimento di un sistema e i risultanti costi annuali: in pratica alti costi d'investimento possono condurre a minori costi di manutenzione, ma anche a maggiori costi fissi annuali, i quali possono risultare un'ostacolo all'investimento stesso.

I costi per uno scambiatore di calore dipendono dal tipo, dal materiale e dalle dimensioni (per esempio, gli scambiatori a piastre sono più economici di quelli a fascio tubiero, anche se fatti di materiale più pregiato, come il titanio, ma pagano lo scotto di resistere a pressioni relativamente basse). I costi per gli air-cooler principalmente dipendono dall'elevata superficie necessaria per lo scambio di calore e dalla necessità di installare i ventilatori, anche se generalmente sono fatti di materiale poco pregiato. I costi operativi invece sono da attribuire per la quasi totalità al costo dell'energia, mentre i costi di manutenzione sono circa un terzo rispetto ai sistemi che utilizzano scambiatori a fascio tubiero.

I costi variabili di un SDR sono estremamente dipendenti dal sistema stesso e i fattori più influenti sono:

- l'energia elettrica;
- le imposte e le tasse dell'acqua di processo;
- le imposte e le tasse dell'acqua potabile.

I calcoli hanno dimostrato che il livello degli investimenti e del consumo di energia determina in larga misura la sensibilità dei costi. La variazione dei costi dovuta alla scelta della configurazione e alla scelta del materiale ha un'importanza rilevante: come precedentemente citato, i materiali pregiati possono far diminuire sensibilmente i costi di manutenzione e quelli operativi, ma soprattutto quelli dovuti all'impiego di agenti chimici, rappresentando un ulteriore risparmio, in termini di costi ambientali che l'emissione di questi agenti chimici comporta.

## 1.2 Aspetti ambientali

Gli aspetti ambientali dei sistemi di raffreddamento industriali sono differenti per ogni configurazione.

Il consumo, diretto e indiretto, di energia, l'emissione di calore ed additivi chimici in ambiente, il rumore e la formazione di pennacchi fanno parte di tali aspetti<sup>3</sup>.

- *La richiesta di energia* può essere considerata come un consumo diretto oppure indiretto: nel primo caso si tratta di energia che occorre per far operare il sistema, in primis pompe e ventilatori; se, invece, il sistema non opera correttamente, può essere indirettamente responsabile dell'incremento della richiesta di energia o di materie prime all'interno del processo stesso. A causa di un inefficiente scambio di calore i consumi possono aumentare anche in maniera notevole: un più basso coefficiente di scambio (per esempio dovuto alla presenza di fouling sulle pareti), aumenterà la temperatura della parte di processo considerata, il che comporterà o un aumento di energia necessaria oppure una diminuzione della produzione.
- *L'acqua* è un mezzo importante per i sistemi di raffreddamento e specialmente per i sistemi con larghe capacità. Tale fluido risulta estremamente diffuso su tutta la terra, ma il suo utilizzo porta con sé una serie di svantaggi: basta pensare agli impianti installati in zone costiere o marine dove un'abbondante disponibilità di acqua incentiva ad utilizzarne gran quantità, ma, a causa della sua elevata salinità, si rivela estremamente corrosiva. L'uso d'acqua dipende in primo luogo da:
  - i requisiti di processo;
  - la temperatura dell'acqua aspirata;
  - il massimo incremento di temperatura dell'acqua;
  - la massima temperatura di scarico.

Il contenimento dei consumi d'acqua è un tema di particolare interesse in quei posti dove, per motivi naturali o ambientali, la disponibilità d'acqua è fortemente compromessa. In queste situazioni è consigliabile prendere in seria considerazione la possibilità di utilizzare sistemi ad

---

<sup>3</sup>Non tutti i problemi qui elencati, però, sono importanti allo stesso modo e in generale dipendono dal sistema stesso, come per esempio i requisiti dell'acqua o la formazione di pennacchi, che non giocano nessun ruolo nei sistemi ad aria. Ovviamente, dove vengono predisposti opportuni sistemi di sicurezza, tali problemi risultano meno rilevanti.

aria o sistemi ibridi<sup>4</sup>, ma occorre tener conto del fatto che i sistemi ad acqua manifestano quasi sempre efficienze superiori. Per mantenere tali efficienze, l'acqua deve essere il più pulita possibile. In mancanza di una fonte di acqua "pura" il sistema dovrà prevedere perciò un impianto di trattamento acque, il che limiterà certamente il numero dei cicli di manutenzione, ma al tempo stesso aumenterà i consumi energetici complessivi.

- Impianti che richiedono grandi capacità di raffreddamento normalmente impiegano grosse quantità di acqua ed alcuni problemi che questo fatto porta con sé sono *il risucchio e l'intrappolamento*, con conseguente *intasamento* delle condotte, di organismi viventi acquatici, nella fattispecie pesci<sup>5</sup>. L'intrappolamento è un problema locale e la quantità di pesci intrappolati è funzione di fattori tecnici e ambientali che rende perciò necessaria la formulazione di soluzioni specifiche sito per sito. L'acqua è fatta passare attraverso condotte forzate in grandi quantità a velocità considerevoli: all'imbocco di queste condotte sono infatti presenti dei filtri anti-detriti per prevenire il danneggiamento dei dispositivi come gli scambiatori. L'intasamento avviene quando gli organismi acquatici vengono ammucchiati contro i setacci di questi filtri, questo provoca oltre all'aumento delle perdite di carico all'ingresso, con un conseguente aumento di energia richiesta o diminuzione della portata passante, l'uccisione degli organismi acquatici, ed un forte squilibrio del ecosistema. Nel corso del tempo sono state adottate numerose soluzioni per prevenire questo fenomeno, specialmente in ambito marino; tra i più diffusi si possono citare:

- dispositivi audio;
- dispositivi luminosi;
- posizionamento, altezza o profondità e forma degli ingressi;
- dimensionamento opportuno delle maglie dei setacci.
- limitazione della velocità del flusso, sia esso aria o acqua.

Quest'ultimo punto però manifesta un aspetto contraddittorio poiché, se da un lato abbassare la velocità del flusso porta notevoli vantaggi dal punto di vista della prevenzione dell'intasamento, d'altro canto tale

---

<sup>4</sup>Per grandi capacità termiche tale situazione può essere limitata, a causa del significativo aumento delle dimensioni e dei pesi delle strutture, conseguentemente all'aumento della superficie di scambio, dovuto alla minor capacità termica dell'aria.

<sup>5</sup>Ovviamente questo problema interessa solo i sistemi aperti, mentre è invece irrilevante per i sistemi chiusi.

## 1 I sistemi di raffreddamento industriali

soluzione però costringe ad adottare superfici di pescaggio più grandi con conseguenti oneri di tipo tecnico e finanziario. Questo problema non riguarda solo i sistemi ad acqua, ma, sebbene in proporzione minore, anche quelli ad aria. Si pensi infatti alla grande richiesta di aria che questi sistemi esigono e alla moltitudine di organismi presenti in atmosfera: la presenza di filtri, indispensabile per prevenire la rottura meccanica e lo sporcamento dei sistemi, causa l'intrappolamento e la conseguente uccisione di questi organismi con un successivo intasamento del filtro, provocando i problemi sopra riportati.

- *La dispersione di calore in ambiente* è un problema strettamente legato alla quantità di acqua di raffreddamento utilizzata, ma soprattutto a quella scaricata in ambiente<sup>6</sup>. Anche se le informazioni relative agli effetti dello scarico di acqua calda in ambiente sono poche, possiamo affermare che tale scarico influenza l'ambiente acquatico, specialmente per quanto riguarda la fauna. La temperatura infatti ha un effetto diretto su tutte le forme di vita e sulla loro fisiologia, soprattutto in quanto ha un effetto diretto sulla quantità di ossigeno disciolto nell'acqua stessa (il riscaldamento riduce la saturazione di ossigeno). Questo problema è quello più sentito quando si parla di sistemi di raffreddamento, tanto che le legislazioni specifiche in materia, specialmente degli stati membri all'UE, sono più restrittive proprio su questo punto:
  - la massima temperatura di scarico non deve superare i 30° - 35°C per i paesi caldi;
  - il massimo salto di temperatura deve essere limitato, in relazione soprattutto alle temperature stagionali (incrementi consentiti tra i 7 e i 10 gradi centigradi).
- *Le emissioni provenienti dal trattamento acque* in ambiente possono essere distinte come:
  - prodotti o reagenti del processo, dovuti a perdite o rotture;
  - prodotti della corrosione;
  - additivi chimici e loro reagenti.

Per evitare tali emissioni vengono applicate differenti soluzioni di controllo e di sbarramento; il rischio di perdite può essere però ridotto, così

---

<sup>6</sup>I sistemi a singolo passaggio, sia diretti che indiretti, sono per definizione quelli che rilasciano la più grande quantità di calore, in quanto tutto il calore asportato al processo viene interamente asportato dall'acqua di raffreddamento che è totalmente scaricata in ambiente.

come la possibilità di emissioni incontrollate, preventivamente attraverso la scelta di materiali adeguati a contrastare l'usura e la corrosione. L'utilizzo di additivi, così come il trattamento delle acque, ha comunque lo scopo di ridurre il consumo di energia e, quindi, tale soluzione è comunque preferibile, ma solo se vengono rispettati i seguenti criteri:

- riduzione della necessità di acqua trattata;
  - selezione di trattamenti chimici a basso impatto ambientale;
  - applicazione di soluzioni nel modo più efficiente possibile.
- 
- Per finire, l'ultimo aspetto da tenere in considerazione è *la rumorosità*<sup>7</sup>. Tale problema però deve essere visto nella complessità dell'impianto: interventi di miglioramento sulla rumorosità dei SDR hanno senso solo se attenuano la rumorosità totale dell'impianto. Nei sistemi di raffreddamento, tre sono (a seconda della tipologia) le fonti di rumore:
    - i ventilatori;
    - le pompe;
    - l'effetto cascata dovuto alle gocce che cadono sul bacino d'acqua.

Nel caso ne fosse accertata la necessità, misure di attenuazione del rumore possono essere prese. Come nei casi precedenti, una buona scelta dei materiali può fare la differenza; nel caso però non fosse possibile intervenire in modo diretto sull'abbattimento del rumore, possiamo, attraverso l'uso di barriere, limitare il problema in modo che il rumore venga assorbito prima di lasciare l'impianto.

---

<sup>7</sup>Queste emissioni sono importanti solo a livello locale.

## 1.3 Aspetti di rischio associati ai sistemi di raffreddamento

Le perdite possono essere presenti sia nei sistemi ad acqua che in quelli ad aria, ma generalmente tali perdite interessano per la quasi totalità dei casi i primi, specialmente nei sistemi a singolo passaggio e a circuito diretto, dove i contaminanti possono entrare nell'ambiente acquatico passando direttamente attraverso l'acqua di raffreddamento. Nei sistemi ad aria le perdite possono condurre ad una contaminazione, ma, generalmente (esclusi i fluidi altamente tossici e pericolosi) tale perdita è considerata un problema ambientale di poco conto.

Gli scambiatori di calore sono soggetti alla corrosione, all'erosione e ad altre forme di usura. Fattori come la scelta dei materiali, la velocità del fluido, le temperature e le pressioni operative che agiscono sulle pareti sono le cause dominanti di questi fenomeni. Come conseguenza di questa usura, avviene la perdita di fluidi di processo e la contaminazione del fluido refrigerante. Ciò è rilevante solo nel caso in cui il flusso che entra in contatto con l'ambiente contenga componenti nocivi per l'ambiente stesso<sup>8</sup>, per esempio la fuoriuscita di olio diatermico, di un idrocarburo oppure di un agente chimico. In presenza di un ambiente corrosivo (come può essere l'acqua di mare) la prima regola da adottare è evitare l'impiego di materiali scadenti (anche se di basso costo), ma è sempre meglio affidarsi al titanio oppure ad acciai inox o speciali. Le perdite possono essere causate anche dalla "sudorazione" del materiale, causate dalla presenza di microfratture o cricche sulle pareti del materiale stesso.

Per ridurre le perdite vengono applicate le seguenti misure:

- scelta opportuna del materiale;
- mantenimento delle condizioni operative secondo le specifiche di progetto;
- opportuna scelta del processo di trattamento acque (se richiesto);
- monitoraggio delle perdite.

Quest'ultimo punto, nella maggior parte dei casi, si rivela di difficile realizzazione specialmente in quei sistemi a singolo passaggio che utilizzano portate di refrigerante elevate. In ogni caso è sempre meglio tenere monitorati gli scambiatori che lavorano con fluidi potenzialmente pericolosi.

---

<sup>8</sup>La perdita di vapore da un condensatore di un impianto di generazione di potenza non può essere considerata un problema dal punto di vista ambientale, anche se certamente lo è dal punto di vista tecnico e di processo.



Nel caso ci si trovasse ad operare con fluidi potenzialmente pericolosi, l'analisi dei rischi non può più limitarsi al caso ambientale, ma deve tenere conto di una serie di fattori, tra i quali:

- la sicurezza delle persone;
- la protezione di apparecchiature critiche, che svolgono un ruolo importante nella gestione del processo, ma soprattutto nella protezione del personale dagli eventi pericolosi;
- la salvaguardia della reputazione della compagnia.

Per quanto quest'ultima voce possa essere considerata un bene "intangibile", essa è importante perché può influire sulla capacità delle compagnie a stabilire o mantenere il proprio business a tutti gli corpi del ciclo di sviluppo. Per questo motivo il progetto di gestione del rischio è un processo continuo e iterativo che consiste tipicamente di quattro attività principali:

- identificazione dei pericoli e dei loro effetti potenziali:  
per ciascuna attività sono identificati i pericoli più significativi ed i probabili effetti; sono quindi stimati per determinare se ciascun pericolo è significativo o no in relazione alla salute, all'ambiente, agli asset ed alla reputazione;
- valutazione della probabilità / frequenza di accadimento delle sequenze incidentali e della gravità delle loro conseguenze; ciascun evento è stimato tenendo in considerazione i seguenti fattori:
  - quanto spesso si può stimare che il pericolo si presenti,
  - la probabilità che un evento si traduca in un evento accidentale,
  - la gravità delle conseguenze;
- stima della tollerabilità del rischio per le persone, l'ambiente, gli asset e la reputazione:  
il livello di rischio è preso in considerazione e paragonato a criteri di tollerabilità, che stabiliscono le soglie definite come tollerabili, che siano le più basse tra quelle fissate dalle autorità locali;
- identificazione delle misure di riduzione del rischio, come probabilità/frequenza, ma anche delle conseguenze.

## 1.4 Inquadramento

Ciò che è stato detto fino ad ora riguarda la scelta e le valutazioni del sistema di raffreddamento più opportuno per un qualsiasi impianto industriale. Entrando di più nello specifico, è possibile adottare delle assunzioni che aiutino a limitare il ventaglio di scelta.

La Tecnomare S.p.A. è attiva nel campo dell'ingegneria per l'upstream petrolifero, con particolare riferimento all'ingegneria offshore. Questo aspetto ci impone di considerare che nella scelta dei sistemi si dovrà tenere conto dei seguenti fattori:

- i fluidi di processo sono principalmente idrocarburi, che sono fluidi potenzialmente nocivi, ma soprattutto pericolosi a causa della loro infiammabilità o esplosività;
- i fluidi si trovano ad operare in condizioni di pressione normalmente elevate;
- la semplicità dell'impianto deve essere il criterio base della progettazione;
- i pesi e gli ingombri devono essere assolutamente i più contenuti possibili;
- la disponibilità di acqua deve essere elevata: questa, nonostante la sua corrosività, disincentiva l'impiego dei sistemi ad aria.

Ciò che governa la scelta del sistema ottimale è in primo luogo il rispetto dei requisiti di sicurezza e ambiente, dopo di che bisognerà realizzarlo nella maniera più economica possibile.

Le compagnie di O&G<sup>9</sup>, consapevoli di utilizzare sistemi di raffreddamento in cui alcune parti sono soggette a perdite di fluidi potenzialmente pericolosi ed inquinanti, stanno indirizzando la propria scelta verso sistemi dotati di raffreddamento indiretto. Poiché il controllo delle perdite è un aspetto critico, se il sistema lavora con sostanze pericolose o nocive per l'ambiente, i sistemi a singolo passaggio non dovrebbero preferibilmente essere utilizzati, soprattutto se esistono le premesse di fattibilità per delle alternative disponibili.

Quando i rischi sono molto bassi, sia per il personale che per l'ambiente, gli asset o la reputazione, allora la situazione può considerarsi accettabile. D'altra parte se i rischi sono alti, sia la legge che le migliori pratiche operative richiedono che essi vengano ridotti. Se i valori di rischio sono nella regione

---

<sup>9</sup>Oil&Gas.

intermedia, una riduzione del rischio è giustificata fino al momento in cui essa non sia sproporzionata rispetto ai benefici ottenibili, come, per esempio, avviene quando per l'attività pericolosa in esame non si conoscono alternative più sicure o se l'esposizione del personale non può essere ulteriormente ridotta. Viceversa, se esiste una gamma di misure protettive che implichi un certo costo, a meno che tale costo possa essere sostenuto senza difficoltà, è necessario condurre una analisi più approfondita, generalmente basata sul rapporto costi-benefici.

Una analisi costi-benefici richiede una comparazione tra il costo totale necessario a realizzare un intervento migliorativo volto a ridurre o eliminare il rischio, e i benefici che se ne ottengono. Costi e benefici sono generalmente considerati a fronte della vita intera dell'unità in sviluppo o operativa, oppure, a volte, a fronte del periodo di tempo nel quale i costi del miglioramento possono essere recuperati completamente. I costi di un intervento migliorativo possono normalmente essere stimati con sufficiente accuratezza. Il modo più semplice per fare questo è assumere il costo totale così com'è. Questo approccio funziona se il progetto di sviluppo ha una limitata vita operativa. Se la vita operativa è più lunga, il costo reale del miglioramento può includere il costo del capitale "impegnato" per un periodo di tempo rilevante. I benefici sono di fatto i danni che sono, mediamente, evitati grazie all'implementazione dell'intervento migliorativo. Come si può facilmente immaginare è più difficile stimare i benefici che non i costi. Relativamente ai rischi per gli asset, i benefici sono più semplici da valutare. I danni evitati includono le perdite di capitale legate agli impianti danneggiati o distrutti, i costi della ricostruzione e la perdita dei profitti operativi. Per i rischi al personale l'approccio più semplice è dare un valore monetario alle azioni tecniche ed operative messe in atto per salvare vite umane. Le analisi costi-benefici sono difficili da condurre quando i rischi principali rivestono l'ambiente o la reputazione a causa delle difficoltà nello stimare i benefici ottenuti dalle azioni migliorative previste in queste aree.

Questi tipi di analisi, però, non possono e non devono essere utilizzati come strumento per evitare l'adozione dei mezzi di protezione di base per il personale. Molte leggi, norme e standard richiedono che alcuni mezzi siano disponibili per proteggere la vita del personale che può essere esposto a eventi pericolosi ragionevolmente prevedibili, anche se l'eventualità che questo accada è molto bassa e i costi di protezione richiesti sono molto alti. Esempi di questo tipo sono i giubbotti salvagente, le scialuppe e le zattere di salvataggio sulle navi o le piattaforme offshore, o, ancora, i giubbotti di salvataggio e le maschere sugli aerei, i sistemi di allarme incendio e le scale di emergenza negli edifici.

# 1 I sistemi di raffreddamento industriali

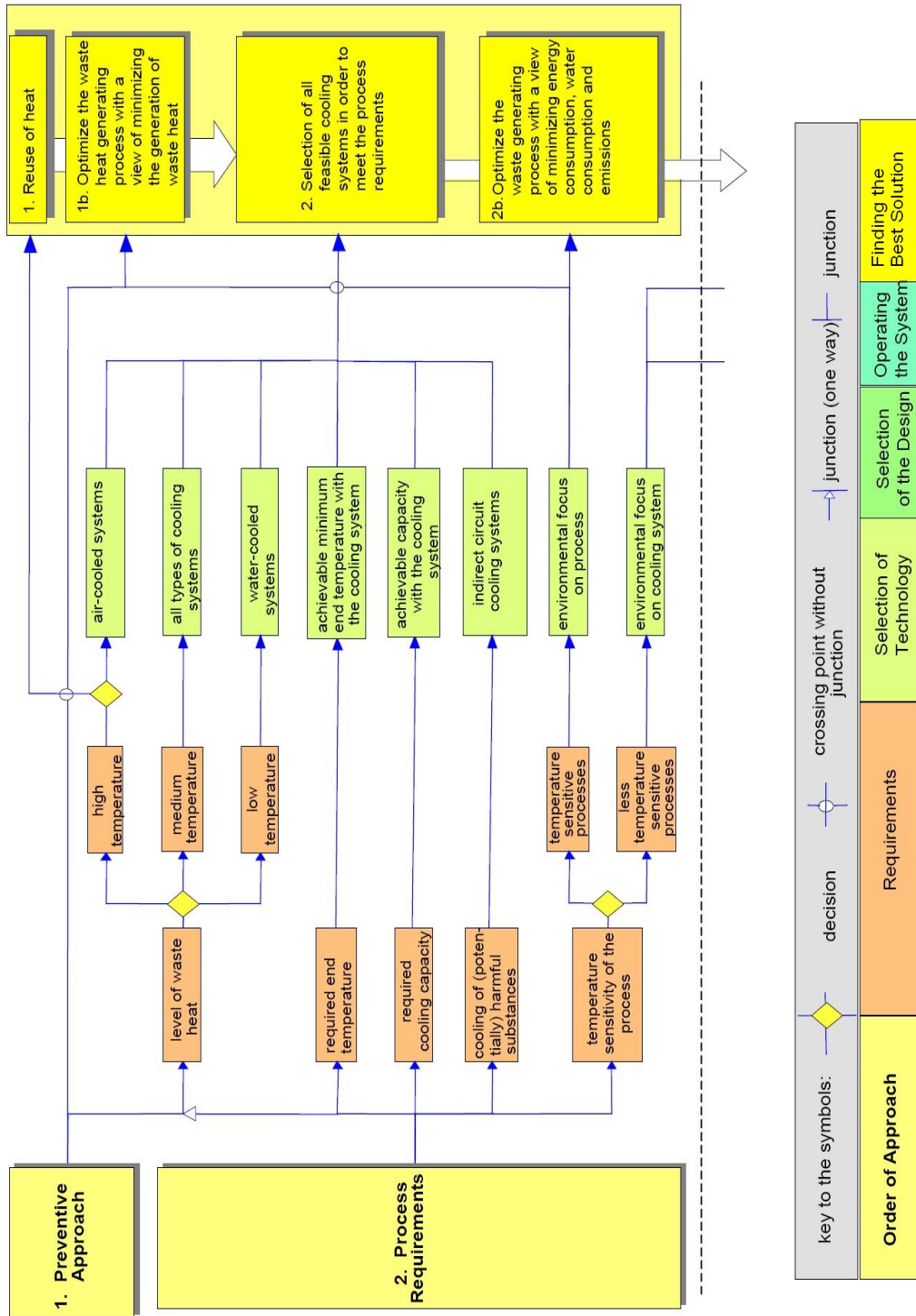


Figura 1.1: Struttura per la determinazione di un sistema di raffreddamento, parte I.

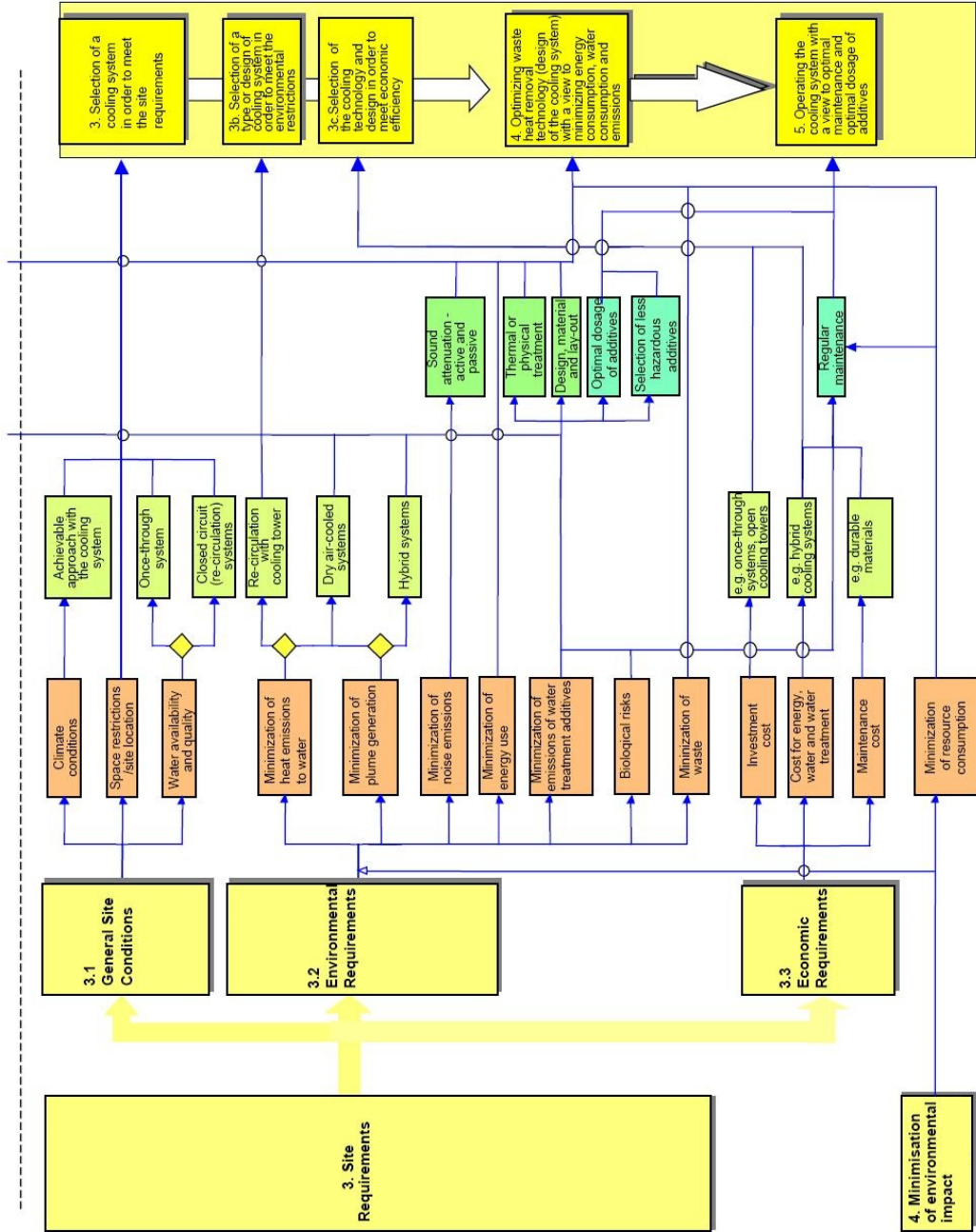


Figura 1.2: Struttura per la determinazione di un sistema di raffreddamento, parte II.

## *1 I sistemi di raffreddamento industriali*

## 2 Aspetti tecnologici

### 2.1 Configurazioni principali

Questo capitolo vuole dare una breve descrizione dei principi di alcune delle configurazioni utilizzate dai sistemi di raffreddamento. All'interno di queste configurazioni si possono trovare una varietà di applicazioni tutte finalizzate a soddisfare i requisiti ambientali, di luogo, ed economici. Inoltre, l'estrema varietà degli scambiatori di calore, dei ventilatori e delle condizioni operative, aumenta in maniera notevole questa molteplicità di soluzioni. Tali sistemi, però, possono essere classificati secondo differenti criteri; la letteratura classica si serve dei seguenti:

- raffreddamento ad aria (a secco) o ad acqua<sup>1</sup> (convezione e/o evaporazione), con conseguente scambio di calore sensibile e latente<sup>2</sup>;
- sistemi aperti o chiusi: nel primo caso il fluido di processo o il refrigerante è in diretto contatto con l'ambiente, mentre nei sistemi chiusi viene fatto passare in tubi e condotte;
- sistemi diretti o indiretti: nel primo caso esiste un solo scambiatore di calore tra il refrigerante ed il processo; in un circuito indiretto, invece, ce ne sono almeno due ed un circuito chiuso di raffreddamento secondario è compreso tra il processo ed il refrigerante primario<sup>3</sup>.

La seguente lista elenca i sistemi più comunemente usati e derivati dai precedenti criteri:

- a singolo passaggio<sup>4</sup>;
- a circuito chiuso

---

<sup>1</sup>O a fluido liquido.

<sup>2</sup>Nei sistemi evaporativi i due calori sono accoppiati, mentre nei sistemi ad aria esiste solo quello sensibile.

<sup>3</sup>In principio ogni circuito diretto può essere trasformato in uno indiretto. Tale opzione è da tenere in considerazione nel caso in cui la perdita del fluido di processo è da considerare un potenziale pericolo.

<sup>4</sup>Con o senza torre evaporativa.

## 2 Aspetti tecnologici

- ad aria,
- a fluido liquido;
- a ricircolo aperto (torri evaporative);
- ibrido.

Nella sezione successiva non verranno trattate le ultime due voci, in quanto in ambiente offshore tali sistemi sono ostacolati dai seguenti problemi:

1. penuria di acqua dolce, che dovrebbe essere prodotta da quella di mare attraverso l'impiego di desalinizzatori che però sono molto ingombranti e pesanti e richiedono grosse quantità di energia, oppure attraverso il rifornimento da parte di bettoline;
2. anche nel caso ci fosse un modo semplice ed economico di un approvvigionamento di acqua dolce, l'evaporazione di quest'ultima, e la conseguente asportazione di calore, sarebbe ostacolata dall'elevata umidità relativa dell'aria;
3. infine l'elevata salinità presente nell'aria (presente nelle micro-gocce trascinate dal vento), legata alle condense che normalmente si formano in questi sistemi porta alla formazione di una miscela altamente aggressiva, che porterebbe alla corrosione delle strutture in tempi brevissimi.

Verranno perciò presi in considerazione solo i casi che utilizzano acqua di mare e aria secca.

### 2.1.1 Sistemi di raffreddamento a singolo passaggio

Se ci troviamo in presenza di sufficienti quantità di acqua ad una temperatura sufficientemente bassa ed il conseguente scarico non risulta un problema per l'ambiente, è preferibile utilizzare questi sistemi. L'acqua, infatti, ha un calore specifico elevato e, garantendo elevati coefficienti di scambio, si rivela un ottimo refrigerante. Questo permette di ottenere sistemi raffreddati ad acqua poco ingombranti.

Il risucchio di pesci ed altri organismi marini e lo scarico di acqua riscaldata possono compromettere, anche in maniera significativa, l'ambiente acquatico, ma tale impatto può essere controllato attraverso un'accurata scelta del punto di aspirazione e soprattutto, del punto di scarico per garantire un adeguato miscelamento dell'acqua stessa.



### 2.1.1.1 Sistemi di raffreddamento a singolo passaggio diretto

Nei sistemi di raffreddamento a singolo passaggio diretto, l'acqua viene pompata da una sorgente (ad esempio un fiume, lago, mare...) attraverso larghi canali direttamente al processo. Dopo aver superato gli scambiatori di calore o i condensatori, l'acqua, riscaldata, viene scaricata direttamente in ambiente. Il calore è trasferito dal processo al refrigerante attraverso gli scambiatori di calore che possono essere di tipo shell & tube oppure a piastre.

Questi sistemi sono stati concepiti principalmente per grandi potenze termiche, ma oggi esistono anche piccole applicazioni che se ne servono ampiamente.

Tale sistema manifesta i seguenti aspetti critici:

- l'uso di grandi quantità d'acqua;
- rischio di aspirazione di esseri viventi;
- maggiore esposizione allo sporco e alla corrosione;
- l'utilizzo di additivi, come anticorrosivi, antisporcamento e biocidi, che vengono dispersi in ambiente;
- rischio di perdita del fluido di processo con conseguente dispersione nel mezzo refrigerante;
- intasamento filtri.

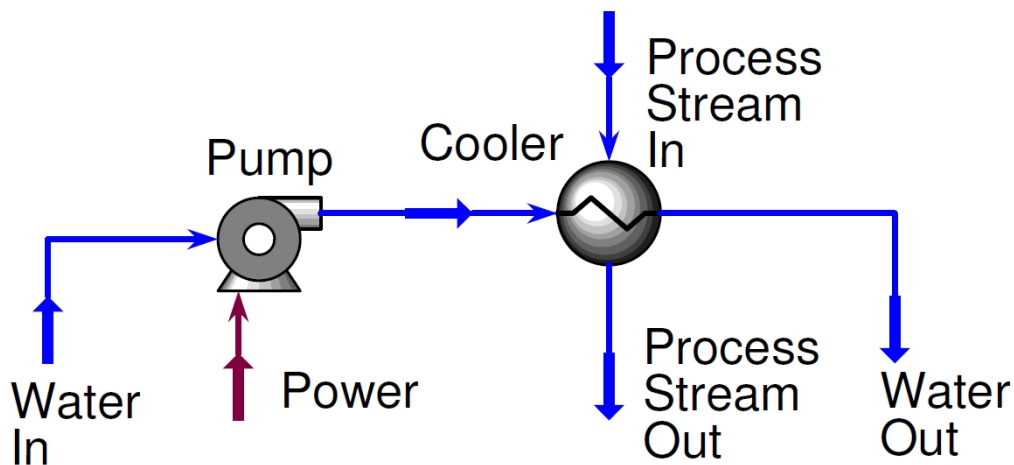


Figura 2.1: Rappresentazione schematica del sistema di raffreddamento a singolo passaggio diretto.

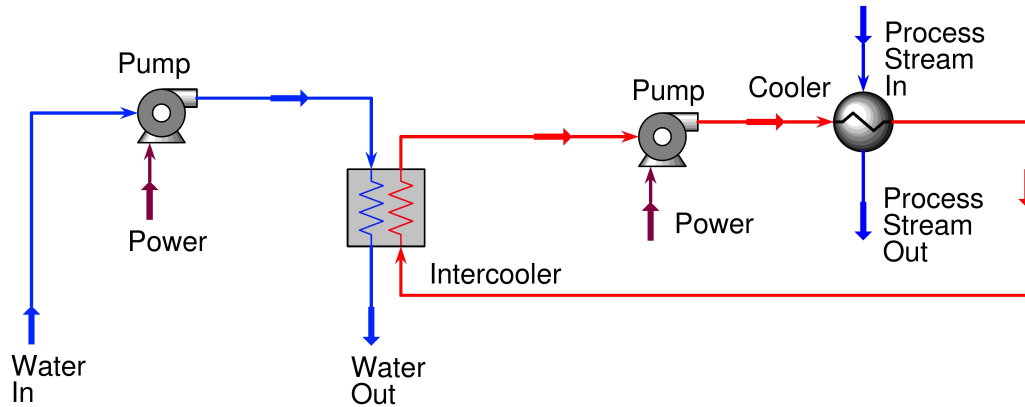


Figura 2.2: Rappresentazione schematica del sistema di raffreddamento a singolo passaggio indiretto

### 2.1.1.2 Sistemi di raffreddamento a singolo passaggio indiretto

Questa configurazione è simile al sistema visto in precedenza, ma non c'è trasferimento diretto tra il fluido di processo ed il refrigerante che viene scaricato. Il calore, infatti, è trasferito dal processo al refrigerante che circola nel circuito chiuso; da qui il refrigerante del circuito chiuso trasferisce a sua volta il calore al refrigerante esterno che, una volta passato per lo scambiatore, viene direttamente scaricato in ambiente. In questo modo il refrigerante intermedio non entra in contatto con l'ambiente esterno.

Con questo sistema possiamo raggiungere la stessa temperatura di uscita del refrigerante esterno, ma a causa dell'ulteriore scambiatore di calore, l'approccio, che è tanto più basso quanto più alta è l'efficienza dello scambiatore intermedio, deve salire di qualche grado.

Tale configurazione, inoltre, minimizza o addirittura annulla la possibilità di sversamento del fluido di processo in ambiente.

Quest'ultima considerazione ci induce a pensare che tale sistema è consigliato specialmente per quelle applicazioni che comportano rischi ambientali nel caso in cui il fluido di processo venga disperso nell'ambiente stesso.

L'introduzione di un circuito intermedio, oltre a implicare un aumento della temperatura d'uscita e del livello globale della sicurezza, comporta un aumento dei costi<sup>5</sup> totali rispetto al caso visto in precedenza: questo è causato dall'introduzione dei nuovi scambiatori di calore, ma anche dalle pompe e da tutte le altre strumentazioni di controllo.

<sup>5</sup>I calcoli mostrano che normalmente i costi nel circuito che scambia direttamente con il processo diminuiscono, ma tale diminuzione non è mai paragonabile all'aumento conseguente all'introduzione del circuito aggiunto.

La finalità ultima che porterà alla scelta di questa configurazione, a questo punto, sarà valutare se l'aumento totale dei costi è giustificato dall'incremento totale del grado di sicurezza del sistema e della salvaguardia dei costi dovuti all'ambiente ed all'immagine della compagnia.

### 2.1.2 Sistemi di raffreddamento a circuito chiuso raffreddati ad aria

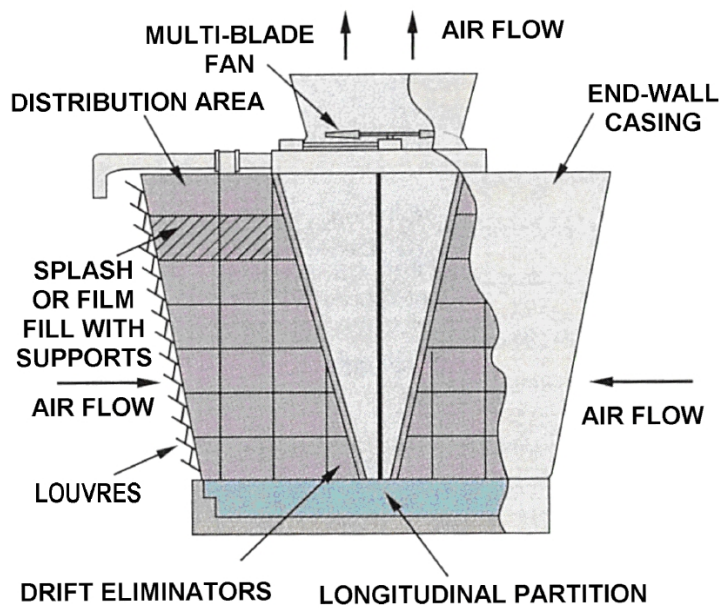


Figura 2.3: Air Cooler

Nei sistemi raffreddati ad aria (o a secco) il fluido di processo è fatto circolare attraverso tubi e circuiti che sono investiti dal passaggio della corrente d'aria. Quest'ultima è fatta circolare o in modo naturale<sup>6</sup> oppure attraverso l'ausilio di ventilatori. Passando trasversalmente attraverso i tubi e le rispettive alette, l'aria scambia calore con il fluido da raffreddare attraverso il meccanismo della convezione e della conduzione.

Il vantaggio di lavorare con un refrigerante non corrosivo come l'aria, nel caso in cui anche il fluido di processo non sia a sua volta aggressivo, ci garantisce di avere a disposizione un buon assortimento di materiali, i quali, a

<sup>6</sup>Questa soluzione non è contemplata nel nostro caso, in quanto è richiesta la costruzioni di torri dal peso e dalle dimensioni non indifferenti per le applicazioni offshore.

## 2 Aspetti tecnologici

questo punto, non hanno più come vincolo principale la resistenza alla corrosione. Questo grado di libertà aggiunto ci consente di fare delle scelte finalizzate al rispetto di altri requisiti, come possono essere i pesi, ma soprattutto in questo caso, le dimensioni.

A causa del basso calore specifico dell'aria ( $1,0 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$ ), del modesto valore del coefficiente di scambio termico convettivo e della bassa conduttività termica, è richiesta una grande portata d'aria, ma soprattutto è necessaria una superficie di scambio significativamente maggiore rispetto al caso di raffreddamento con l'acqua. Per questo motivo, sulla superficie dei tubi, molto spesso, vengono aggiunte delle alette per incrementare l'effettiva superficie di scambio.

I principali aspetti ambientali sono riferibili soprattutto all'utilizzo dei ventilatori, e riguardano il rumore e l'elevato consumo di energia; per il resto non è richiesto l'impiego di acqua (che, però, può essere presente solo nel caso si utilizzi un circuito secondario) né vi è la formazione di pennacchi allo scarico. Tali sistemi, però, sono soggetti a perdite di efficienza dovute allo sporcamento delle superfici, dovuto a sua volta all'accumulo di detriti aerotrasportati e insetti che, quindi, necessitano di pulizia, e alle perdite di carico che questo sporcamento comporta, più la corrosione delle alette (se presenti).

Le dimensioni ed i costi maggiori, rispetto ad un sistema raffreddato ad acqua, consigliano di utilizzare tali sistemi solo in casi particolari, come ad esempio

- siti con insufficiente disponibilità d'acqua,
- processi ad alta temperatura ( $>80^\circ\text{C}$ ).

Come nel caso ad acqua, sopra citato, è possibile, per motivi di maggior sicurezza, introdurre un circuito intermedio, ma questo è sconsigliato per i seguenti di motivi:

- l'approccio degli scambiatori ad aria è già di per sé alto, per cui l'introduzione di un ulteriore scambiatore aumenterebbe ulteriormente l'approccio totale del sistema, il che comporterebbe una temperatura finale del processo ancora più alta<sup>7</sup>,
- nel caso si volesse mantenere la temperatura di uscita del processo uguale al caso a singolo circuito, la superficie di scambio, e quindi le dimensioni e i pesi totali dell'air-cooler dovrebbero aumentare e, di

---

<sup>7</sup>Nel caso in cui il confronto venga fatto tra un sistema a singolo circuito e uno a doppio circuito che utilizzano lo stesso air-cooler.

conseguenza, aumenterebbero i costi totali dell'impianto, a fronte di un minimo incremento di sicurezza,

- la perdita di fluidi di processo, in molti casi, è più facilmente intercettabile e più facilmente circoscrivibile nei sistemi ad aria a meno che si stia lavorando con gas tossici o potenzialmente pericolosi.

Avendo la temperatura dell'aria una variabilità stagionale, per non dire giornaliera, questi sistemi sono sconsigliati per quei processi che richiedono una temperatura di uscita del processo costante per tutta la vita di funzionamento dell'impianto. Nel caso in cui questa temperatura sia sempre minore di quella ambiente, questo problema può essere risolto lavorando sulla portata d'aria e gestendo il regime dei ventilatori. Tuttavia nel caso in cui la temperatura dell'aria, per lunghi periodi dell'anno, rimane al di sopra di quella di processo, tale sistema non verrà usato, oppure, sarà necessario valutare ciò che questo aumento di temperatura può comportare nei sistemi che il fluido di processo dovrà successivamente incontrare<sup>8</sup>.

## 2.2 Costi

Per ogni configurazione verrà data un'indicazione di costo (capitolo 4), ma i calcoli mostrano una estrema varianza e perciò possiamo concludere che le differenze di costo tra i differenti sistemi non necessariamente indicano la variabile di costo meno cara. Infatti tra i diversi fattori che influenzano i costi sono sicuramente molto importanti le richieste degli utilizzatori, il prezzo della corrente elettrica, ma, soprattutto, gli oneri legislativi. Per questo motivo l'analisi di fattibilità di ogni sistema dovrebbe essere fatta caso per caso.

Tutte le comparazioni, però, dovrebbero essere sempre fatte sulla base delle stesse condizioni operative e della stessa capacità espressa come  $MW_{th}$  dissipati. Un parametro fondamentale nella definizione dei costi è la minima temperatura di scarico del fluido di processo: infatti, se questa può avere un'influenza poco significativa nei sistemi raffreddati ad acqua, ha invece un impatto notevole in quelli ad aria.

---

<sup>8</sup>Disidratazione, compressione, de-solfurazione, ecc.

## *2 Aspetti tecnologici*

# 3 Progettazione di sistemi ad acqua di mare e di sistemi di trasferimento termico per impianti offshore

## 3.1 Scopi e obiettivi

Oggigiorno nelle installazioni offshore il sistema di raffreddamento ad aria (2.1.2) è scarsamente utilizzato, a causa dei suoi pesi, e, soprattutto, per le sue dimensioni, che possono rivelarsi un vero e proprio vincolo in questo tipo di installazioni. L'impiego di tale sistema è perciò da tenere in considerazione in quei casi dove esistono forti limitazioni sull'uso dell'acqua, o quando il costo dei materiali è elevato, mentre invece è basso quello dell'energia. Operando però in ambiente offshore la grande quantità di acqua, anche se fortemente corrosiva, incoraggia verso il suo utilizzo e nello stesso tempo disincentiva ad optare per i sistemi ad aria.

L'obiettivo di un sistema di trasferimento di calore, sia esso un sistema di raffreddamento ad acqua di mare diretto o un sistema indiretto a circuito chiuso, è quello di fornire un approvvigionamento sicuro, stabile e affidabile del refrigerante alla temperatura, pressione e portata desiderata per l'asportazione di potenza termica. Il sistema deve garantire che il fluido refrigerante, sia esso acqua di mare o un qualsiasi altro mezzo di trasferimento di calore, sia di qualità sufficientemente elevata in modo da non causare il blocco del sistema, la formazione di incrostazioni, la contaminazione, la corrosione e quindi l'indebolimento delle apparecchiature dell'utente e del sistema stesso. Il sistema deve essere progettato per garantire una buona facilità di funzionamento e manutenzione e deve avere una vita utile che soddisfi le esigenze dell'impianto, tenendo conto del ciclo di vita economico.

Di seguito è riportato un elenco di elementi per la progettazione di sistemi di trasferimento di calore nel caso si stia lavorando con acqua di mare:

- durante la fase di progettazione vanno tenute in considerazione tutte le esigenze dell'impianto, sia presenti che future:

### 3 Sistemi ad acqua di mare per l'offshore

- aumento o diminuzione della produzione,
- variazione degli input o degli output di processo;
  
- tutte le migliori tecnologie e le innovazioni ingegneristiche dovrebbero essere applicate per garantire che il sistema venga gestito in modo sicuro, senza alcun pericolo per il personale, gli impianti e la strumentazione;
  
- le utenze vanno identificate e divise tra pericolose e non;
  
- la progettazione deve essere fatta per rispettare le legislazioni locali in materia di ambiente;
  
- occorre impiegare materiali idonei, al fine di raggiungere la durata prevista per la vita utile dell'impianto;
  
- il sistema deve essere il più possibile pulibile e manutenibile;
  
- nel caso di circuito chiuso, tale circuito deve prevedere l'installazione di un vaso di espansione;
  
- i vessel e gli scambiatori di calore devono essere equipaggiati con sistemi di sicurezza contro le sovra-pressioni;
  
- tutte le apparecchiature critiche devono essere equipaggiate con sistemi di rilevamento di perdite di idrocarburi.

**Considerazioni generali sulla separazione dei flussi** Nei sistemi di trasferimento termico ad acqua di mare e a circuito chiuso, certi casi di guasto possono causare l'infiltrazione di sostanze pericolose nel sistema. Se non c'è segregazione, il sistema potrebbe permettere la migrazione e l'immissione di sostanze in zone non protette e normalmente non pericolose per l'installazione. La mancanza di una barriera tra il fluido di processo e il refrigerante può causare la penetrazione di sostanze come gli idrocarburi e i solfuri, che, conseguentemente, possono condurre a fenomeni di accensione, esplosione, intossicazione o asfissia.



## 3.2 Materiali

L'acqua mare, a causa dell'ossigeno disciolto, del sale e degli organismi marini in essa contenuti, è una soluzione estremamente corrosiva. La sensibilità alla corrosione deve essere perciò minimizzata attraverso l'impiego di materiali resistenti alla corrosione o attraverso l'applicazione di rivestimenti. L'utilizzo di inibitori della corrosione, combinati anche con l'impiego di sovrappessori di corrosione, non può essere facilmente tollerato, in quanto causerebbe a sua volta l'immissione di inquinanti in ambiente.

La scelta dei materiali deve essere fatta sulla base del ciclo di vita economico dell'impianto, prendendo in considerazione il tipo di servizio (temperatura dell'acqua e quantità di cloruri), il costo del materiale<sup>1</sup> e l'estensione dell'installazione.

I materiali tipici che possono essere considerati per questi usi specifici includono super duplex, acciai inox al molibdeno e leghe di titanio<sup>2</sup>, anche se molti di questi materiali sono però limitati dal tipo di scambiatore e soprattutto dalla temperatura di esercizio. La specifica ENI 20019.MAT.COR.PRG illustra quali sono i materiali più idonei per ogni livello di temperatura.

Tabella 3.1: Selezione materiali per scambiatori

| Service             | Material                    | Limitations   |
|---------------------|-----------------------------|---|
| aerated seawater    | – Superduplex               | – $T \leq 30^{\circ}\text{C}$ (possibly $\leq 20^{\circ}\text{C}$ ) |
|                     | – 6Mo high-alloy austenitic | – $T \leq 30^{\circ}\text{C}$ (possibly $\leq 20^{\circ}\text{C}$ ) |
|                     | – Ni Alloy 625              | – $T \leq 30^{\circ}\text{C}$                                       |
|                     | – Ni Alloy C276             | – $T < 40^{\circ}\text{C}$  |
|                     | – Ni Alloy 686, 59          | – $T < 60^{\circ}\text{C}$  |
|                     | – Titanium                  | – $T < 85^{\circ}\text{C}$  |
| de-aerated seawater | – Duplex 22Cr               | – residual oxygen control (below 10 ppb)                            |

<sup>1</sup>Si vuol far notare che velocità ammissibili più elevate di acqua implicano dimensioni di linea inferiori.

<sup>2</sup>Per applicazioni speciali possono essere presi in considerazione anche materiali non metallici, come plastiche termoindurenti rinforzate con fibra di vetro.

Tabella 3.2: Selezione materiali per scambiatori a piastre

| Service            | Material                    | Limitations   |
|--------------------|-----------------------------|---|
| aerated seawater   | – 6Mo high-alloy austenitic | – $T \leq 30^{\circ}\text{C}$ (possibly $\leq 20^{\circ}\text{C}$ ) |
|                    | – Copper alloys             | – Flow velocity   |
|                    | – Ni Alloy 625              | – $T \leq 30^{\circ}\text{C}$                                       |
|                    | – Ni Alloy C276             | – $T < 40^{\circ}\text{C}$  |
|                    | – Ni Alloy 686, 59          | – $T < 60^{\circ}\text{C}$  |
|                    | – Titanium Grade 2          | – $T < 85^{\circ}\text{C}$  |
| deaerated seawater | – 6Mo high-alloy austenitic |   |

### 3.3 Sistemi di trasferimento di calore a circuito indiretto

I maggiori componenti che costituiscono un sistema di trasferimento di calore a circuito indiretto sono:

- il refrigerante stesso: esso infatti può essere acqua, un fluido organico, un idrocarburo ecc.;
- almeno due scambiatori di calore;
- le tubazioni e i sistemi di controllo per la distribuzione del refrigerante;
- le pompe di circolazione;
- il vaso di espansione.

La scelta del refrigerante è principalmente basata sul costo e sulla capacità di rispondere ai requisiti termici di processo. L'acqua dolce è normalmente il refrigerante più utilizzato, anche se in ambienti freddi l'aggiunta di un antigelo in soluzione, come il glicole (soprattutto MEG<sup>3</sup>), deve essere presa in considerazione; inoltre l'aggiunta di additivi chimici anti corrosione può essere necessaria. Tali additivi, specialmente il glicole, sono pericolosi per l'ambiente e una loro conseguente perdita può rivelarsi un problema: per questo motivo bisogna adottare appropriate precauzioni in modo da garantire la sicurezza del personale e dell'ambiente. Tutto ciò può rivelarsi un paradosso, in quanto il circuito indiretto è per la maggior parte dei casi adottato per evitare la perdita di fluidi di processo pericolosi. L'aggiunta di

<sup>3</sup>MonoEthyleneGlycol.

questi additivi perciò rende pericoloso anche il refrigerante, che richiede la necessità di un controllo oltre che sul processo, anche sul refrigerante stesso. Nei sistemi di raffreddamento dove il fluido intermedio viene riscaldato da quello di processo, tale fluido è per lo più acqua, in quanto difficilmente verrà poi raffreddato fino a livelli inferiori al livello di solidificazione. Problemi di gelamento in questi casi sono contenuti, ma non quelli della corrosione che richiedono l'impiego di fluidi non aggressivi, come l'acqua trattata.

La pompa dovrebbe essere progettata per operare all'interno del previsto range di temperatura del fluido refrigerante e, inoltre, per lo start-up, per le condizioni ambientali più fredde, vale a dire, con la più alta viscosità del refrigerante ed il più basso livello del liquido nel serbatoio di espansione, ciò ovviamente nel caso di circuito atmosferico. Almeno una pompa in stand-by deve essere messa a disposizione, tenendo conto dei requisiti di progetto e di quelli economici per ottenere l'assetto migliore<sup>4</sup>.

La pompa dovrebbe essere in grado di essere avviata e fermata sia in remoto che in locale. La pompa in stand-by dovrebbe essere in grado di funzionare come la pompa principale e dovrebbe avviarsi automaticamente nel caso di bassa pressione di mandata della pompa principale.

Una valvola di non ritorno deve essere situata allo scarico della pompa, a monte della valvola di intercettazione. Inoltre un filtro temporaneo deve essere posizionato sulla linea di aspirazione della pompa.

Considerazioni specifiche devono essere fatte in merito al rilevamento e alla segnalazione di perdite che possono verificarsi all'interno di questo sistema. Queste possono essere classificate in due aree specifiche:

- Dispersione di acqua di mare nel refrigerante:

L'ingresso di acqua di mare all'interno del circuito chiuso, può condurre a pericolosi fenomeni di corrosione, se questa infiltrazione non viene rilevata per lunghi periodi. Una soluzione può quindi essere quella di tenere il circuito ad una pressione maggiore di quella dell'acqua di mare: la perdita perciò sarebbe rilevata dall'abbassamento della pressione nel circuito e dal conseguente svuotamento.

- Dispersione di idrocarburi nel refrigerante:

Tali perdite saranno individuate dalle strumentazioni di pressione presenti sia nel circuito che sul polmone di espansione.

Un tipico sistema a circuito chiuso è quello mostrato in figura 3.1. Oltre al bypass ed al controllo di pressione, per mantenere la minima portata della pompa, un controllo di temperatura è posizionato allo scarico dell'acqua di mare,

---

<sup>4</sup>2\*100%,3\*50% ...

### 3 Sistemi ad acqua di mare per l'offshore

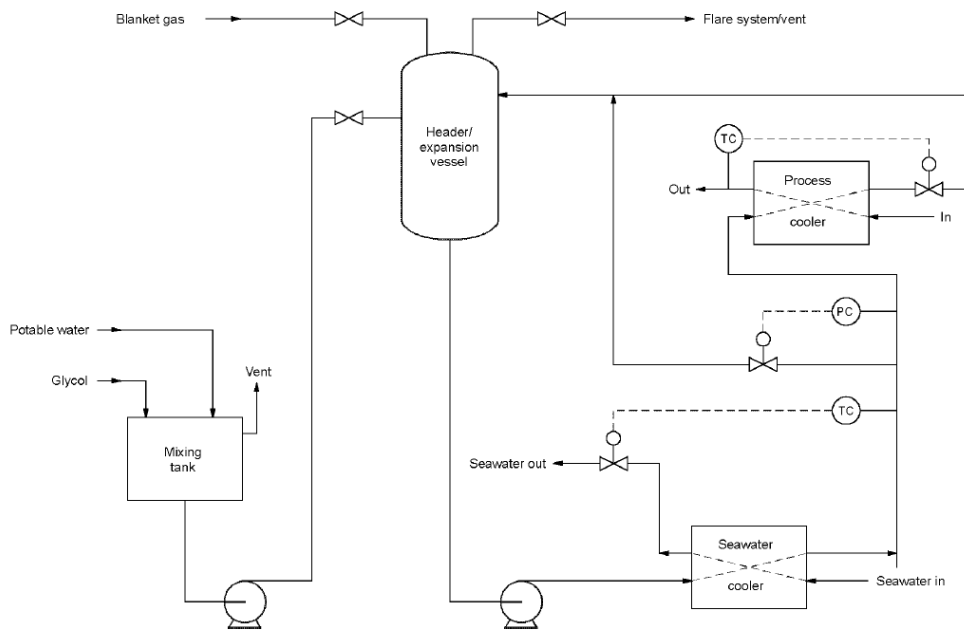


Figura 3.1: Diagramma di un tipico sistema a circuito chiuso

che regola la portata passante per lo scambiatore. Un soprariscaldamento dell'acqua, soprattutto per lunghi periodi, è assolutamente da evitare.

In questo sistema i tipi di scambiatore disponibili sono principalmente due:

- shell & tube, in cui il fluido di processo normalmente viene fatto passare nel lato tubi, in quanto esso è generalmente corrosivo ed è quello a più alta temperatura;
- compatti:
  - a piastre;
  - a circuito stampato.

## 4 Case study

### 4.1 Scenario di riferimento

Eni E&P sta conducendo uno studio di fattibilità dello sviluppo integrato di alcuni campi a gas adiacenti tra loro in acque territoriali italiane.

I giacimenti X, Y e Z (figura 4.1) sono situati a circa 25 km dalla costa, distanziati tra loro da 5-10 km. I tre campi a gas giacciono in alti fondali con profondità d'acqua da 480 a 600 m.

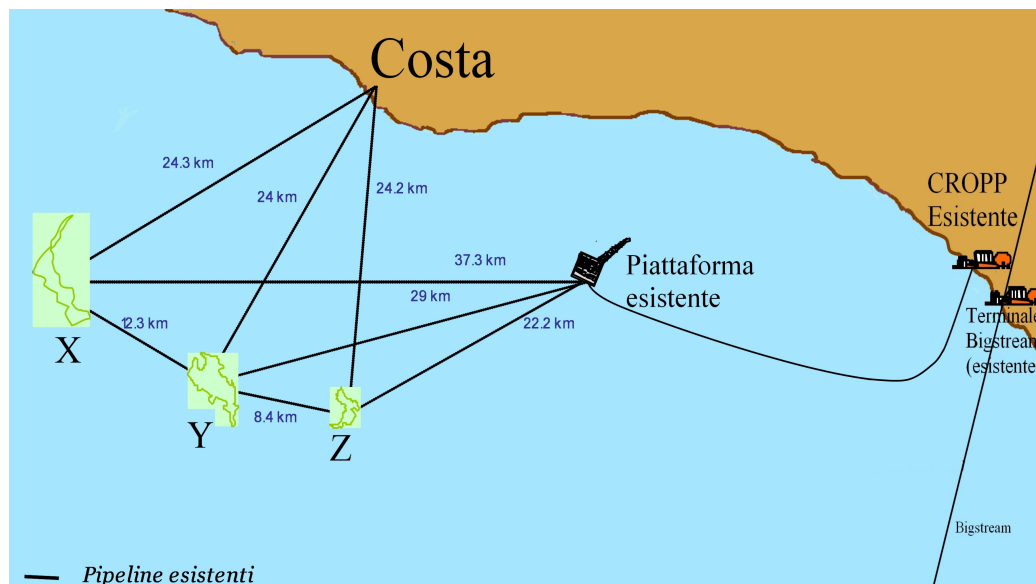


Figura 4.1: Scenario di riferimento

Attualmente, in tale area, esiste già una piattaforma di produzione per lo sfruttamento di un campo ad olio limitrofo; tale produzione viene inviata a terra per il trattamento e la commercializzazione mediante una condotta dedicata. La condotta ha lunghezza di 29.4 km e diametro 12"; questa sealine, per ovvi motivi (linea ad olio - nuovi campi a gas), non può essere usata per lo sviluppo del progetto in questione.

Il gas dei tre campi, estratto mediante teste pozzo sottomarine, dovrà subire un trattamento integrale in piattaforma (rimozione liquidi, compres-

#### 4 Case study

sione e disidratazione) per essere inviato mediante condotta sottomarina alla rete SNAM Rete Gas .

Sono stati perciò individuati due scenari di sviluppo:

- trattamento del gas sulla piattaforma esistente, che dovrà di conseguenza essere ristrutturata;
- trattamento del gas su una nuova piattaforma
  - localizzata a circa 20 km di distanza dall'esistente piattaforma, come mostrato in figura 4.2;



Figura 4.2: Scenario di produzione mediante nuova piattaforma

- oppure localizzata nelle immediate vicinanze dell'esistente piattaforma ed a questa collegata con un ponte, come mostrato in figura 4.3.



Figura 4.3: Scenario di produzione mediante nuova piattaforma

#### 4.1.1 Descrizione in sintesi del processo

Il gas subisce un trattamento integrale in piattaforma costituito da:

- rimozione dell'acqua libera,
- compressione, quando necessaria nella fase di decadimento del campo,
- disidratazione.

La compressione è bypassata, in tutto o in parte (utilizzo del solo corpo di alta pressione) sino a che la pressione in arrivo dai pozzi lo consente. La disidratazione è effettuata via assorbimento in colonna mediante TEG<sup>1</sup>, che è rigenerato in continuo in una unità dedicata.

Le acque di processo separate sono trattate in piattaforma da un'unità dedicata e portate a specifica per lo smaltimento nell'ambiente.

L'impianto è autosufficiente dal punto di vista della generazione elettrica. Le turbine utilizzate come motrici dei compressori ed i motogeneratori previsti per la produzione di energia elettrica sono alimentati dal gas combustibile autoprodotta e a specifica.

<sup>1</sup>TriEtilenGlicole.

## 4.1.2 Premesse iniziali

### 4.1.2.1 Dati di base

Sono di seguito riassunti i dati di base utilizzati per definire la configurazione di processo e per il dimensionamento delle apparecchiature:

- massima portata dei fluidi a testa pozzo<sup>2</sup>

5,0 MSm<sup>3</sup>/giorno

- portata d'acqua da teste pozzi<sup>3</sup>

200 m<sup>3</sup>/giorno

- massima pressione di testa pozzo<sup>4</sup>

215 bar g

- pressione di arrivo in piattaforma

– inizio vita pozzi 89 bar g

– fine vita pozzi 19 bar g<sup>5</sup>

- temperatura gas di arrivo alla piattaforma

13°C<sup>6</sup>

- pressione di consegna a SNAM Rete Gas

70/75 bar g

### 4.1.2.2 Composizione del gas

Vista l'incertezza nella definizione delle composizioni del gas dai campi in esame, per il presente Case Study si è deciso di caratterizzare l'intera portata dei fluidi di giacimento alimentati alla piattaforma con la composizione attualmente considerata più rappresentativa, riportata in tabella 4.1: la scelta è la più conservativa sia dal punto di vista trattamento acque (maggior probabilità di formazioni di condense) sia per la scelta di materiali (fluido potenzialmente corrosivo a causa della maggior concentrazione di CO<sub>2</sub>).

---

<sup>2</sup>Calcolata su base anidra.

<sup>3</sup>Considerata costante per tutta la vita dei pozzi.

<sup>4</sup>Shut in pressure.

<sup>5</sup>Abbandono del campo.

<sup>6</sup>Considerata uguale alla temperatura di fondo mare.



Tabella 4.1: Composizione del gas

| Componente                    | Composizione ( moli % ) |
|-------------------------------|-------------------------|
| CO <sub>2</sub>               | 0,03                    |
| N <sub>2</sub>                | 0,21                    |
| CH <sub>4</sub>               | 99,70                   |
| C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> | 0,03                    |
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | 0,02                    |
| C <sub>4+</sub>               | tracce                  |

#### 4.1.2.3 Dati ambientali

I dati ambientali rilevati e utilizzati sono i seguenti:

- Massima umidità relativa :  
98%
- Minima temperatura dell'aria :  
5°C
- Massima temperatura dell'aria:  
40°C
- Temperatura dell'acqua in superficie:  
da 15 a 23 °C
- Temperatura dell'acqua alla profondità di 86 m:  
13°C<sup>7</sup>

#### 4.1.2.4 Scelte progettuali

La vita dell'impianto considerata è pari a 18 anni.

Tutte le apparecchiature statiche (slug catcher, separatori, ecc.) sono state di norma sovradimensionate tenendo conto di un fattore del 10% sulla massima portata prevista pari a 5,0 MSm<sup>3</sup>/giorno.

La temperatura di progetto è stata assunta pari a 110 °C, mentre la pressione di progetto è pari a 98 bar g.

Ogni macchina o apparecchiatura speciale dell'impianto è stata di norma prevista, per incrementare la disponibilità, nelle quantità espresse dalla formula  $n+1$ , dove  $n$  indica le quantità richieste per il normale funzionamento dell'impianto e di tutti i sistemi in esso contenuti.

<sup>7</sup>Pressoché costante durante l'anno.

### 4.1.3 Valutazioni preliminari

#### 4.1.3.1 Valutazione delle proprietà fisiche del gas

Le proprietà fisiche del gas sono state valutate e confrontate, nella tabella 4.1.3.1, con le specifiche richieste da SNAM Rete Gas. I valori indicati nella tabella (4.1.3.1) sono riferiti alle condizioni standard ( 1,01325 bar e 15,6 °C<sup>8</sup>).

Tabella 4.2: Proprietà del gas

| Caratteristica Fisica         | Proprietà Reali  | Valori specifici di rete |
|-------------------------------|------------------|--------------------------|
| Contenuto di N <sub>2</sub>   | 0,21% volume     | <10% volume              |
| Contenuto di CO <sub>2</sub>  | 0,03% volume     | <1,4% volume             |
| Contenuto di H <sub>2</sub> S | assente          | <0,3% volume             |
| Dew point                     | -10°C @ 60 bar g | <-7°C @ 60 bar g         |
| PCS[MJ/Sm <sup>3</sup> ]      | 37,727           | 34,45 <PCS<45,28         |
| Peso Specifico                | 0,5569           | 0,5548 min; 0,8 max      |
| Temperatura [°C]              | 13               | > 3                      |

Dalla tabella 4.1.3.1 possiamo notare come il gas prodotto, dopo il trattamento, rispetti le specifiche richieste da SNAM Rete Gas. E' prevista una misura fiscale del gas a terra a monte del punto di consegna alla SNAM Rete Gas; in piattaforma è prevista invece una misura fiscale del solo gas utilizzato come combustibile.

#### 4.1.3.2 Sezione di compressione gas

La scelta della configurazione della sezione di compressione dei gas è stata effettuata tenendo conto di:

- variazione della pressione di arrivo in piattaforma del fluido del giacimento pozzo durante la vita dei pozzi stessi<sup>9</sup>;
- raggiungimento della pressione necessaria per la consegna a SNAM Rete Gas;
- flessibilità richiesta all'impianto per soddisfare le variazioni dei profili di produzione, che si riscontrano normalmente, nel corso della vita dei pozzi.

<sup>8</sup>60°F

<sup>9</sup>I compressori sono stati dimensionati nell'ipotesi conservativa di massima portata e di minima pressione in aspirazione.

A causa del progressivo esaurimento dei giacimenti, e conseguentemente al progressivo abbassamento di pressione, sono state individuate tre fasi operative per l'impianto di trattamento e di compressione dei gas:

- una prima fase, durata prevista 3 anni, in cui la sezione di compressione viene completamente bypassata ed i gas, a valle della sezione di separazione, vengono inviati direttamente alla sezione di disidratazione e da qui a SNAM Rete Gas. La prima fase si esaurisce quando la pressione di arrivo in piattaforma scende al di sotto di 89 bar g;
- una seconda fase, durata prevista 5 anni, in cui i gas, a valle della sezione di separazione, vengono inviati ai treni di compressione bypassando uno dei due corpi<sup>10</sup>; in uscita dalla compressione, alimentano la sezione di disidratazione e da qui vengono inviati a SNAM Rete Gas. La seconda fase si esaurisce quando la pressione di arrivo in piattaforma scende al di sotto di 42 bar g<sup>11</sup>;
- una terza fase, durata prevista 10 anni, in cui i gas, a valle della sezione di separazione, alimentano i corpi di bassa pressione del compressore; in uscita dalla compressione di bassa pressione, vengono inviati a corpi di alta pressione e, da qui, alimentano la sezione di disidratazione per poi essere inviati, disidratati, a SNAM Rete Gas.

Seguendo la filosofia proposta nella sottosezione 4.1.2.4 è risultata una sezione di compressione costituita da 3 treni ciascuno al 50% della portata di progetto: ogni compressore è del tipo a due corpi, il primo di bassa pressione che lavora tra 19 bar g e 45.0 bar g, ed il secondo di alta pressione che lavora tra 42 bar g e 89 bar g.

#### 4.1.4 Unità 360: Compressione del gas

I gas in uscita dallo Slug Catcher vengono boosterati dalla sezione di compressione alla pressione di alimentazione dell'unità di disidratazione, per poi essere spediti a terra ed immessi in SNAM Rete Gas.

Come precedentemente accennato, la sezione di compressione dei gas è costituita da tre treni (3 x 50%), ciascuno in grado di comprimere il 50% della piena portata di progetto dei gas provenienti dallo Slug Catcher, nella fase di maggior produzione.

---

<sup>10</sup>Su indicazione del fornitore, è previsto che in questa fase venga by-passato il corpo di Alta Pressione nella configurazione complessiva a due corpi, in quanto il primo corpo meglio si adatta alle condizioni operative di tale fase.

<sup>11</sup>Valore assunto come rappresentativo della minima pressione di aspirazione al corpo di alta pressione, permessa dai compressori prescelti.

#### 4 Case study

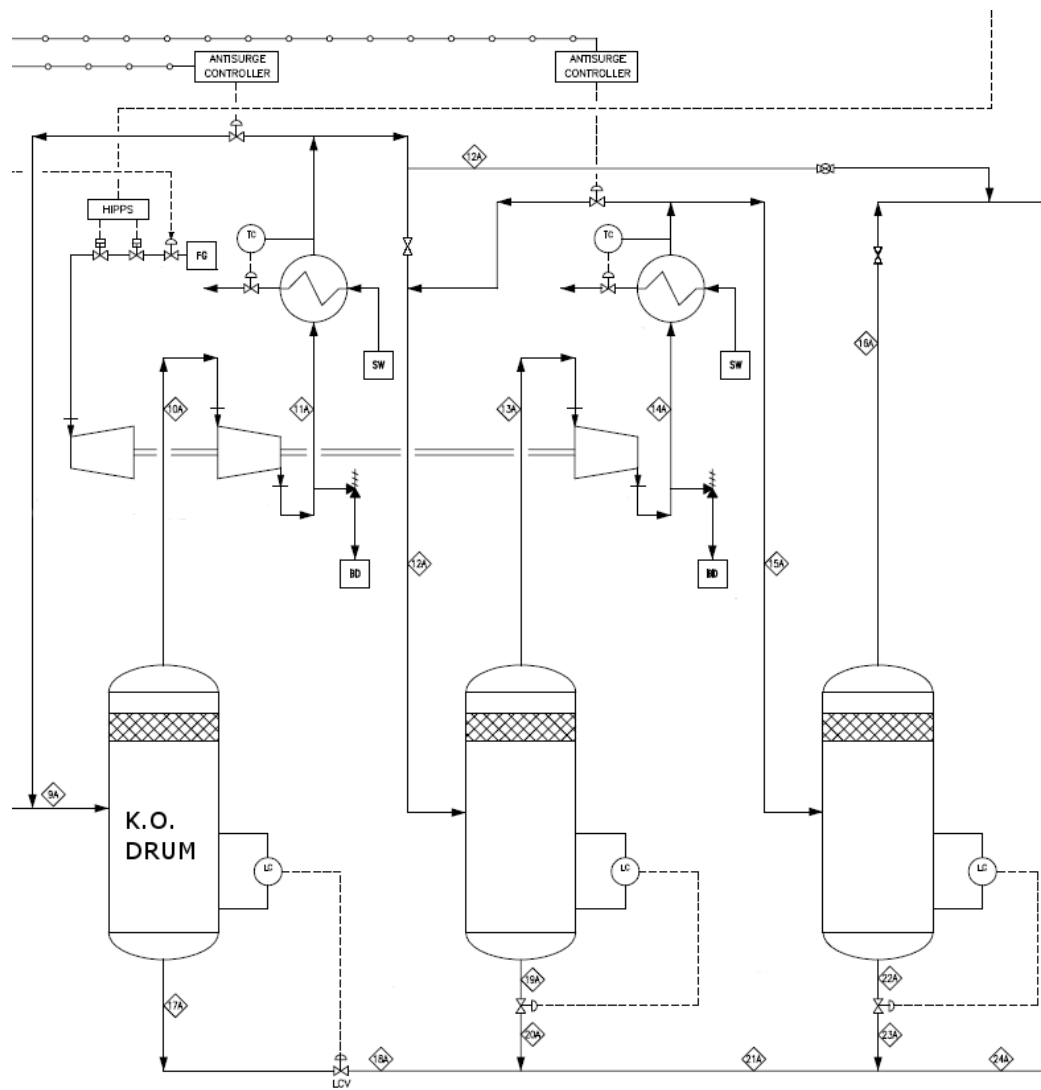


Figura 4.4: Treno di compressione del gas

Come si vede in figura 4.4 ogni turbocompressore è costituito da due corpi di compressione, uno di bassa pressione e l'altro di alta pressione, oltre che dalle relative apparecchiature di servizio. Ciascun turbocompressore è trascinato da turbina a gas. Il consumo di gas combustibile di ciascuna turbina è quantificabile in circa  $1680 \text{ Sm}^3/\text{h}$ , alle condizioni nominali.

Per ogni corpo è prevista la relativa linea di anti pompaggio.

Refrigeranti intermedi (nel caso di compressione su due corpi) e refrigeranti finali vengono usati per raffreddare il gas compresso. Ogni refrigerante controlla la temperatura di raffreddamento dei gas mediante regolazione automatica della portata del fluido refrigerante stesso.

Il funzionamento dei treni di compressione in marcia è regolato da un Sistema di Controllo Dedicato che riceve i segnali da due trasmettitori di pressione ubicati:

- uno sulla linea in ingresso alla sezione di compressione,
- uno sulla linea in uscita dalla sezione di compressione;

e, agendo su:

- le valvole di ricircolo di ciascuno corpo a bassa pressione in marcia,
- le valvole di ricircolo di ciascuno corpo ad alta pressione in marcia,
- le valvole di alimentazione del gas combustibile alle motrici turbogas in marcia,

adegua il funzionamento di ciascun compressore in marcia in modo da bilanciarne il funzionamento ed ottenere le condizioni operative richieste.

Le unità di controllo dei compressori dialogano con il sistema di controllo centrale della piattaforma per l'acquisizione dei parametri di controllo generali e per il monitoraggio dei principali parametri di funzionamento.

Come si è visto precedentemente, l'unità di compressione dei gas è utilizzata solo durante la seconda e la terza fase operativa dell'impianto di trattamento dei gas. L'unità di compressione è isolabile mediante valvole per permetterne il bypass da parte del gas sino a che la pressione lo consente: prima fase operativa.

Nella seconda fase operativa il gas proveniente dallo Slug Catcher alla pressione di circa 42 bar g, come precedentemente precisato, viene direttamente alimentato agli corpi di bassa pressione, bypassando gli corpi di alta pressione. A tal fine, per ogni treno di compressione sono state previste le seguenti valvole che permettono il completo isolamento di ciascun corpo:

- una sulla linea di alimentazione diretta dei gas a ciascuno corpo di alta pressione,

## 4 Case study

- una sulla linea di alimentazione diretta dei gas a ciascuno corpo di bassa pressione.

Nella terza fase operativa il gas proveniente dallo Slug Catcher alla pressione di circa 19 bar g viene normalmente alimentato a ciascuno corpo di bassa pressione.

Al fine di proteggere le apparecchiature a valle da eventuali sovra pressioni (ad esempio nel caso di chiusura della valvola di uscita dalla piattaforma) è prevista l'installazione di un sistema di sicurezza, che monitorando la pressione a valle del corpo di alta pressione, isola contemporaneamente i compressori e blocca l'alimentazione di gas combustibile alle turbine. Attualmente questo sistema è stato previsto con taratura pari alla pressione di progetto delle apparecchiature interessate.

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

Durante la fase di *Concept Definition* della configurazione di processo e di impianto di piattaforma è stata effettuata una comparazione di massima tra i sotto elencati sistemi di raffreddamento del gas in uscita dai compressori<sup>12</sup>.

Considerando tutte le configurazioni individuate nella sezione 2.1 per il caso specifico sopra descritto la scelta delle soluzioni da analizzare è ricaduta sul:

- sistema di raffreddamento a singolo passaggio diretto;
- sistema di raffreddamento a singolo passaggio indiretto.

Usando acqua di mare come refrigerante principale, bisogna precisare che la temperatura di scarico in ambiente non dovrà superare i 33°C, come richiesto dalla normativa locale.

Oltre ai sistemi ibridi che sono già stati scartati per i problemi elencati nella sezione 2.1, anche il sistema ad aria si rivela inadeguato per i seguenti motivi:

- ingombri e pesi: anche se la struttura fosse in grado di contenere tutti gli ingombri di questo tipo di installazione, non lo è dal punto di vista dei pesi<sup>13</sup>, i quali sarebbero superiori alle 40 tonnellate;

---

<sup>12</sup>La scelta delle varie tecnologie di raffreddamento è da ritenersi valida per tutti gli scenari previsti.

<sup>13</sup>Anche se tale aspetto non verrà discusso nella presente trattazione, l'autore si è preso l'onere di studiare la relazione tecnica inerente.

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

- carichi elettrici<sup>14</sup>: quest'ultimi (1 MW<sub>e</sub> c.a.) sono forniti in loco da due motogeneratori a gas. L'installazione di questo tipo di impianto comporterebbe l'incremento dei carichi di qualche punto percentuale, in linea di principio poco rilevante, ma nel caso nostro, tale da dover riconsiderare l'unità di generazione rispetto alla configurazione attualmente prevista: tale scenario non è perciò tollerabile;
- temperatura di uscita del processo: come si vede dai dati ambientali elencati a pagina 47, la massima temperatura estiva sommata ad un approccio dell'ordine dei 10-15 °C, darebbe temperature di uscita del processo troppo elevate e ciò darebbe luogo ai seguenti svantaggi:
  - temperature troppo elevate in mandata del treno di compressione e necessità di frazionare il salto di pressione su più corpi;
  - elevata purezza del glicole necessario per la disidratazione del gas: più la temperatura del gas o di contatto glicole/gas sale, maggiore è la purezza del glicole richiesta, con la necessità di utilizzare impianti di rigenerazione del glicole più complessi (sotto vuoto).

### 4.2.1 Treno di compressione con circuito di raffreddamento diretto

#### 4.2.1.1 Descrizione del processo

In ingresso alla Sezione di Compressione (Unità 360), la linea di alimentazione del gas si divide su tre linee, ciascuna in alimentazione a ciascun treno di compressione. A sua volta ciascuna linea si divide in due rami:

- un ramo da cui i gas vengono direttamente alimentati al Corpo ad Alta Pressione del singolo treno di compressione, come richiesto durante la seconda fase;
- un ramo da cui i gas vengono alimentati allo corpo a Bassa Pressione del singolo treno di compressione durante la terza fase.

La Sezione di Compressione (vedi figura 4.5) è costituita da:

- K.O. Drum Aspirazione 1° Corpo
- Compressore Gas 1° Corpo
- Cooler 1° Corpo

---

<sup>14</sup>Vedi nota 13.

#### 4 Case study

- K.O. Drum Aspirazione 2° Corpo
- Compressore Gas 2° Corpo
- Cooler 2° Corpo
- K.O. Drum Mandata 2° Corpo

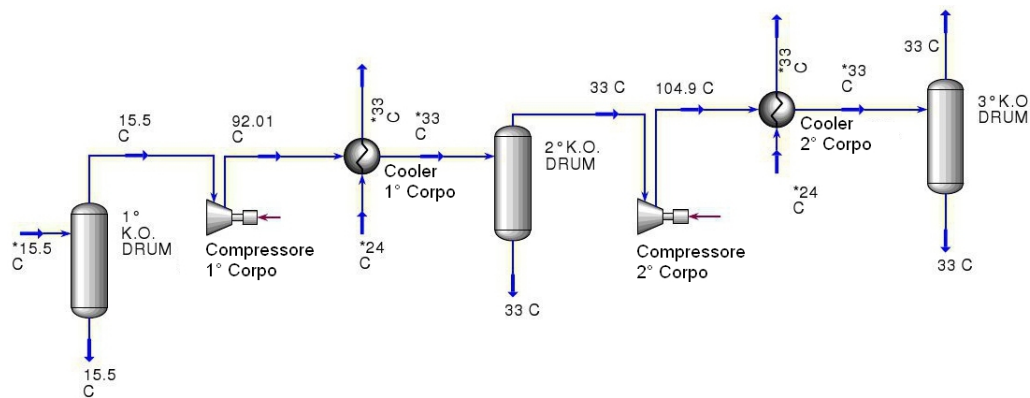


Figura 4.5: Rappresentazione schematica Unità 360, con sistema di raffreddamento diretto

Ogni corpo di compressione è dotato di ricircolo totale sull'aspirazione sotto controllo del relativo sistema anti pompaggio. Ogni K.O. Drum è equipaggiato, per normativa, con una valvola di sicurezza dimensionata per il caso fuoco/espansione termica di gas. Le condense eventualmente separate a valle del raffreddamento del gas vengono raccolte nella parte inferiore dei K.O. Drum ed inviate sotto controllo di livello all'unità di raccolta dei drenaggi di processo in pressione (closed drains).

Il funzionamento dei treni di compressione è regolato da un Sistema di Controllo dedicato: questo sistema riceve i segnali dai trasmettitori di pressione previsti uno in aspirazione e l'altro in mandata (1° e 2° corpo) degli stessi e, mandando il gas combustibile alimentato alle Motrici Turbogas, modifica il numero di parametri operativi dell'impianto; a portate di gas parzializzate (imposte dall'operatore o a seguito del decadimento del campo), il sistema anti pompaggio entrerà automaticamente in funzione riciclando parte del gas compresso, evitando così condizioni di stallo per il compressore.

La temperatura di raffreddamento dei gas in uscita da ciascuno Corpo di Compressione è regolata agendo sulla portata dell'acqua mare di raffreddamento. Il refrigerante è direttamente pompato dal mare agli scambiatori di calore: quest'ultimi sono del tipo shell & tube, scelta dettata soprattutto



dalla differenza di pressione tra il gas e il fluido refrigerante che ci sconsiglia di utilizzare uno scambiatore a piastre nonostante questo sia decisamente più compatto.

### 4.2.1.2 Dimensionamento scambiatore di calore

Gli scambiatori più usati per questo tipo di applicazioni sono a fascio tubiero di tipo BEU<sup>15</sup> disposti in orizzontale. Lo sketch di questo tipo di scambiatore di calore è riportato in figura 4.6, dove si vede come il fluido lato tubi ha la sezione di ingresso e quella di uscita dallo stesso lato, mentre quello in entrata nel mantello ha l'entrata e l'uscita su lati opposti. Nel mantello possono essere presenti (raffigurati con dei tratti verticali) dei piatti di lamiera trasversali, detti diaframmi (in inglese *baffle*), che hanno lo scopo di controllare il regime idraulico nel mantello stesso.

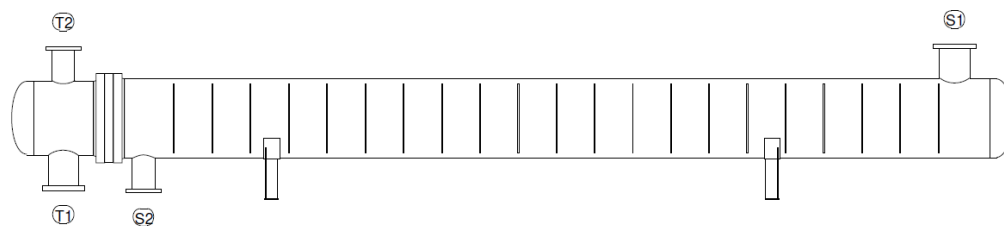


Figura 4.6: Sketch BEU

Gli scambiatori con tubi a U rappresentano la soluzione più semplice, richiedendo soltanto una piastra tubiera senza giunti di espansione o tenute e rendono possibile una dilatazione termica differenziale dei tubi. Gli scambiatori a U sono le unità meno costose per alte pressioni di progetto lato tubi. Il fascio tubiero può essere estratto dal mantello, ma la sostituzione dei singoli tubi (fatta eccezione per i più esterni) non è praticamente possibile. La superficie esterna del fascio tubiero è pulibile meccanicamente. Per l'interno dei tubi è preferibile la pulizia chimica, sebbene sia possibile la pulizia meccanica con una trivella ad estremo flessibile. Per questo motivo normalmente non si usano tubi ad U se è richiesta la pulizia meccanica lato tubi. Nel nostro caso i fluidi impiegati possono ritenersi generalmente puliti, ma sarà comunque necessario l'impiego di biocidi per impedire la formazione di alghe e altri organismi che normalmente si sviluppano dal lato acqua.

<sup>15</sup>B - testata anteriore bullonata e smontabile con coperchio integrato; E - singolo passaggio nel mantello; U - fascio tubiero composto da tubi a U, assenza di testata posteriore.

#### 4 Case study

A questo punto bisogna assegnare la ripartizione dei flussi: cosa passa nei tubi e cosa nel mantello. La letteratura tecnica suggerisce che per il lato tubi è consigliabile operare tenendo presenti le seguenti condizioni:

- fluido più sporcante
  - un sistema di più tubi, ciascuno normalmente di sezione relativamente piccola, meglio si adatta ad un controllo di velocità del fluido; velocità più elevate contrastano, o meglio limitano, la formazione del fouling sulle pareti,
  - la pulizia di tipo meccanico è più pratica per i tubi che per il mantello,
  - la pulizia di tipo meccanico è sempre preferibile a quella di tipo chimico,
- fluido corrosivo
  - è più semplice ed immediato sostituire un tubo che rifare un mantello,
  - nel caso che l'altro fluido non sia corrosivo, l'impiego di materiali speciali, è circoscritto solo ai tubi,
- le alte pressioni penalizzano maggiormente il dimensionamento meccanico del mantello che non dei tubi<sup>16</sup>,
- i tubi sono generalmente penalizzati in applicazioni dove sono ammesse perdite di carico basse.

La soluzione acqua nei tubi e gas nel mantello è quella che risponde meglio ai primi due punti; quella inversa invece soddisfa i punti rimanenti. I criteri di scelta dominanti a questo punto, andranno ricercati nel confronto dei costi, dei pesi e delle dimensioni.

Attraverso l'uso di un software per la simulazione e il design degli scambiatori di calore<sup>17</sup> sono state dimensionate e confrontate le due soluzioni, utilizzando, come dati di processo, quelli riguardanti il Cooler finale dei treni di compressione (in mandata del secondo corpo) e mostrati nella seguente tabella 4.3.

---

<sup>16</sup>Secondo la formula di Mariotte dove lo spessore cresce linearmente con il diametro.

<sup>17</sup>Exchanger Design and Rating V7.1

Tabella 4.3: Dati di processo Cooler in mandata 2° corpo

|                              | Gas   | Acqua di mare |
|------------------------------|-------|---------------|
| Portata [kg/s]               | 7,2   | 36,7          |
| Temperatura d'ingresso [°C]  | 105   | 24            |
| Temperatura d'uscita [°C]    | 33    | 33            |
| Calore Specifico [KJ/(kg*C)] | 2,745 | 4,313         |
| Pressione operativa [bar]    | 80    | 5             |

In questo caso l'acqua mare è il fluido sporcante<sup>18</sup> e corrosivo, mentre il gas è da ritenere sostanzialmente pulito<sup>19</sup> e, siccome povero in CO<sub>2</sub> e completamente privo di H<sub>2</sub>S, è da ritenersi non corrosivo. Per quanto riguarda la scelta del materiale, perciò, si potrà utilizzare un normalissimo acciaio al carbonio (soluzione più economica) per le zone lambite dal gas, mentre si userà l'hastelloy C-276 per le zone che lavorano a diretto contatto con l'acqua di mare, così come suggerito dalla tabella 3.1.

**Acqua in tubo** Questa configurazione, come precedentemente detto, è quella che soddisfa i primi due punti dei criteri per l'assegnazione della ripartizione dei fluidi, garantendo di poter impiegare materiali pregiati (e quindi costosi) solo per la fabbricazione dei tubi. Le alte pressioni a cui è sottoposto il mantello, tuttavia, penalizzano in maniera significativa il dimensionamento meccanico e, di conseguenza, il peso totale della struttura.

**Gas in tubo** Questa configurazione permette di avere spessori minori nel mantello, ma, d'altro canto, tutta la struttura dovrà essere costruita con materiali pregiati e quindi risulterà più costosa.

I risultati ottenuti sono riportati nella tabella 4.4 e mostrano come, dal punto di vista economico<sup>20</sup>, la soluzione più interessante è sicuramente quella di far passare l'*acqua nei tubi*. Si può infatti notare come, nonostante il peso di quest'ultima sia una volta e mezza maggiore della configurazione gas in tubo, i costi sono minori della metà rispetto a quest'altra soluzione.

La soluzione scelta sarà in questo caso uno scambiatore di *tipo BEU ad acqua di mare lato tubi*, le cui caratteristiche sono mostrate in tabella 4.5 e in figura 4.7.

Per quanto riguarda lo scambiatore di calore in mandata al 1° corpo, valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza. Il dimensionamento del

<sup>18</sup> Coefficiente di sporramento acqua di mare 0,0002 m<sup>2</sup>K/W.

<sup>19</sup> Coefficiente di sporramento gas naturale 0,0001 m<sup>2</sup>K/W.

<sup>20</sup> I valori riportati non hanno nessun valore a livello commerciale, ma sono solo a scopo dimostrativo, con lo scopo in particolare di individuare il  $\Delta$ costi.

#### 4 Case study

Tabella 4.4: Confronto scambiatori in mandata 2° corpo

|                           | Acqua in tubo | Gas in tubo |
|---------------------------|---------------|-------------|
| Massa totale - vuoto [kg] | 3210          | 2200        |
| Lunghezza totale [mm]     | 7326          | 5632        |
| Larghezza totale [mm]     | 457,2 (18")   | 508 (20")   |
| Costo totale [k€]         | 59            | 134,5       |

Tabella 4.5: Configurazione Cooler in mandata 2° corpo

| Unit Configuration |                  |              |                    |                   |                  |
|--------------------|------------------|--------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Exchanger Type     | BEU              |              | Tube number        | 182               |                  |
| Position           | Hor              |              | Tube length actual | mm                | 6096             |
| Arrangement        | 1 par            | 1 ser        | Tube passes        | 2                 |                  |
| Baffle type        | Single segmental |              | Tube type          | Plain             |                  |
| Baffle number      | 21               |              | Tube O.D.          | mm                | 19,05            |
|                    |                  | <b>Shell</b> | <b>Kettle</b>      | <b>Front head</b> | <b>Rear head</b> |
| Outside diameter   | mm               | 457,2        |                    | 428,6             |                  |
| Inside Diameter    | mm               | 409,55       |                    | 409,55            |                  |

tipo BEU, però, non verrà fatto secondo i dati di processo riportati in figura 4.5, ma secondo i dati di processo relativi alla seconda fase di vita dell'impianto e mostrati in tabella 4.6. Questa scelta è dettata ovviamente da motivi tecnici, in quanto, durante la seconda fase, lo scambiatore di calore abbinato al primo corpo dell'unità di compressione viene utilizzato per la condizione di alta pressione: per tale motivo, lo scambiatore di calore risulterà meccanicamente sovradimensionato rispetto alle reali condizioni operative.

Un'ipotesi alternativa potrebbe essere quella di utilizzarlo come uno scambiatore di calore solamente di alta pressione, sia durante la seconda che du-

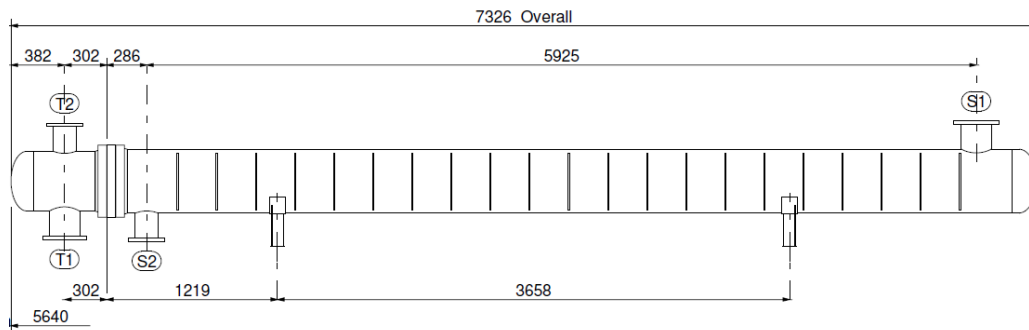


Figura 4.7: Sketch Cooler in mandata 2° corpo

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

Tabella 4.6: Dati di processo Cooler in mandata 1° corpo in 2<sup>a</sup> fase.

|                              | Gas   | Acqua di mare |
|------------------------------|-------|---------------|
| Portata [kg/s]               | 13,96 | 42,69         |
| Temperatura d'ingresso [°C]  | 75,79 | 24            |
| Temperatura d'uscita [°C]    | 33    | 33            |
| Calore Specifico [KJ/(kg*K)] | 2,774 | 4,313         |
| Pressione [bar]              | 84,2  | 5             |

rante la terza fase operativa, scambiando di volta in volta il 1° e il 2° corpo di compressione con opportune valvole di intercettazione, ma tale soluzione viene giudicata complicata ed ingombrante.

I dettagli meccanici dello scambiatore di calore sono riportati in tabella 4.7, mentre i dati riguardanti i pesi, le dimensioni e i costi sono riportati in tabella 4.8.

Tabella 4.7: Configurazione Cooler in mandata 1° corpo

| Unit Configuration |    |                  |                    |                   |                  |
|--------------------|----|------------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Exchanger Type     |    | BEU              | Tube number        |                   | 354              |
| Position           |    | Hor              | Tube length actual | mm                | 6096             |
| Arrangement        |    | 1 par 1 ser      | Tube passes        |                   | 2                |
| Baffle type        |    | Single segmental | Tube type          |                   | Plain            |
| Baffle number      |    | 10               | Tube O.D.          | mm                | 19,05            |
|                    |    | <b>Shell</b>     | <b>Kettle</b>      | <b>Front head</b> | <b>Rear head</b> |
| Outside diameter   | mm | 612,78           |                    | 577,85            |                  |
| Inside Diameter    | mm | 558,8            |                    | 558,8             |                  |

Tabella 4.8: Costo, dimensioni e pesi Cooler in mandata 1° corpo

|                           |                 |
|---------------------------|-----------------|
| Massa totale - vuoto [kg] | 5600            |
| Lunghezza totale [mm]     | 7522            |
| Larghezza totale [mm]     | 612,8 (24,125") |
| Costo totale [k€]         | 111,5           |

### 4.2.1.3 Life Cicle Cost

**Capex** Nella valutazione dei costi di investimento, sono stati tenuti in considerazione solo i costi degli equipaggiamenti cosiddetti variabili, cioè che

#### 4 Case study

cambiano a seconda della configurazione scelta e quindi, in questo caso, relativa agli scambiatori di calore. I compressori, i vessel, le valvole, i sistemi di controllo, così come le pompe e i filtri dell'acqua di mare sono indipendenti dalla scelta del sistema di raffreddamento scelto e rimangono gli stessi per ogni configurazione.

Come abbiamo precedentemente detto vengono installate sulla piattaforma tre unità di compressione, ognuna delle quali composta da uno scambiatore di calore di 1° e 2° corpo; i costi sono mostrati in tabella 4.9.

Tabella 4.9: Capex circuito diretto

| Elemento                   | Quantità | Costo [k€] | Costo Totale [k€] |
|----------------------------|----------|------------|-------------------|
| Cooler in mandata 1° corpo | 3        | 111,3      | 334               |
| Cooler in mandata 2° corpo | 3        | 59,2       | 177,6             |

Dalla tabella si evince che la somma dei costi risulta essere pari a *511,6 k€*.

**Opex** Per quanto riguarda la valutazione dei costi operativi e di manutenzione preventiva, essendo il sistema considerato poco rilevante da un punto di vista degli Opex totali rispetto alla grandezza complessiva dell'impianto, si è deciso di procedere attraverso la valutazione dei costi operativi e di manutenzione preventiva come differenza rispetto ad un caso base. La valutazione dei costi di manutenzione straordinaria, invece, come nella determinazione dei Capex, verrà fatta solo per le apparecchiature variabili, in quanto lo scostamento dei costi dipende solo dalla variazione di queste apparecchiature. In conclusione, verranno perciò prese in considerazione le ore di manutenzione straordinaria che riguardano i due scambiatori di calore.

Come caso base, è stato deciso di prendere il sistema di raffreddamento a circuito diretto, in quanto è quello che conta il minor numero di elementi complessivi. In questo caso la valutazione dei costi operativi e di manutenzione preventiva è stata assunta pari a 0.

Per quanto riguarda la manutenzione straordinaria, il conto delle ore potenziali necessarie è stato possibile attraverso l'utilizzo di una banca dati [7] che fornisce tutti i ratei di guasto e le conseguenti ore di riparazione per tutti gli elementi installati sulle piattaforme nel mare del Nord. La valutazione delle ore di manutenzione richieste è data dal prodotto dei guasti critici medi<sup>21</sup>, che interessano la vita utile di un impianto, per il numero di *ore uomo* medie che tale guasto richiede per essere riparato. Tale conto è fatto considerando

---

<sup>21</sup>La manutenzione straordinaria interviene solo a guasto avvenuto, tutti i guasti potenziali non vengono considerati fino a che questi non portano a rottura.

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

la vita utile cumulata di ogni elemento. Da un'indagine condotta, risulta che il costo medio di *un'ora uomo*, che lavora su una piattaforma offshore in Italia, è di 48 €: tale costo, moltiplicato per le ore di manutenzione richiesta, ci restituisce il costo di manutenzione stesso.

Tabella 4.10: Opex circuito diretto

| Elemento                   | Vita utile | Guasti/anno | Ore riparazione |
|----------------------------|------------|-------------|-----------------|
| Cooler in mandata 1° corpo | 30 anni    | 0,257       | 67              |
| Cooler in mandata 2° corpo | 20 anni    | 0,257       | 67              |

| Elemento                   | Monteore | Costo Totale [€] |
|----------------------------|----------|------------------|
| Cooler in mandata 1° corpo | 517,5    | 24840            |
| Cooler in mandata 2° corpo | 345      | 16560            |

Nella valutazione complessiva degli Opex sono stati volutamente tralasciati inoltre i costi per mancata produzione, in quanto la presenza di un treno di compressione spare dovrebbe garantire una disponibilità dell'impianto del 100% ed una continuità di produzione, non inficiata da qualunque tipo di guasto. La mancata produzione dovuta ai tempi di avviamento, invece, è da ritenersi uguale per ogni sistema. Anche se gli avviamenti complessivi di ogni treno durante tutta la vita utile dell'impianto possono variare, tale perdita è comunque da ritenersi trascurabile. Inoltre, vista la relativa semplicità dei componenti, specialmente degli scambiatori di calore a fascio tubiero, non è prevista la loro sostituzione durante la vita utile dell'impianto.

Gli Opex totali sono dati perciò dalla somma dei costi di manutenzione straordinaria richiesta dai due tipi di scambiatore di calore: tale costo è pari a 41400 €<sup>22</sup>.

**Capex + Opex** La somma delle due voci di costo è mostrata nella tabella seguente:

Tabella 4.11: Capex + Opex

| Capex [k€] | Opex [k€] | LCC [k€] |
|------------|-----------|----------|
| 511,6      | 41,4      | 553      |

<sup>22</sup>Questo costo rappresenta circa l'8% del LCC del sistema. Tale costo è soggetto ad una variabilità molto alta che può variare tra 0, in un caso particolarmente fortunato, a valori prossimi a 100000€, nel caso peggiore; inoltre tali costi sono fortemente influenzati dal costo degli operatori.

## 4 Case study

### 4.2.2 Treno di compressione con circuito di raffreddamento indiretto

#### 4.2.2.1 Descrizione del processo

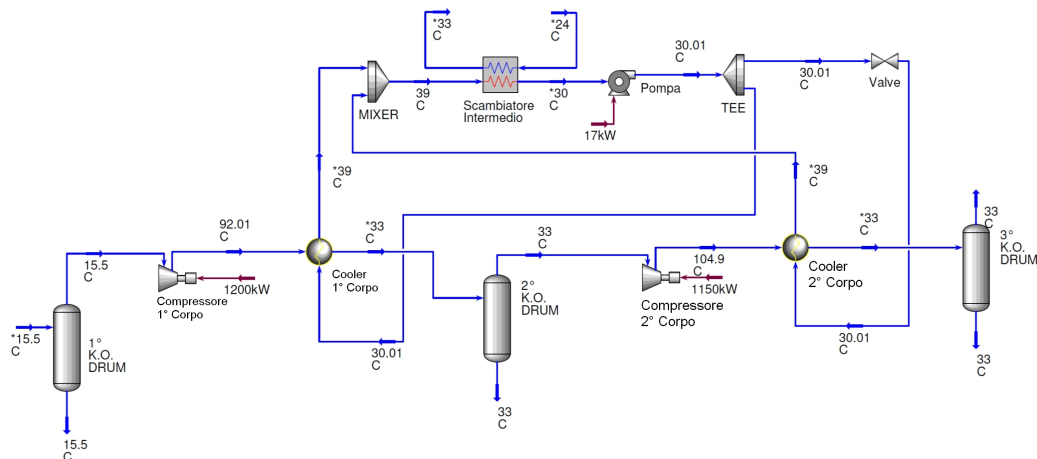


Figura 4.8: Rappresentazione schematica Unità 360, con sistema di raffreddamento indiretto

In ingresso alla Sezione di Compressione (Unità 360), la linea di alimentazione del gas si divide su tre linee, ciascuna in alimentazione ad un treno di compressione. A sua volta, ciascuna linea si divide in due rami:

- un ramo da cui i gas vengono direttamente alimentati al 1° Corpo del singolo treno di compressione, utilizzato in alta pressione durante la seconda fase;
- un ramo da cui i gas vengono alimentati al 1° Corpo, utilizzato in bassa pressione del singolo treno di compressione durante la terza fase.

La Sezione di Compressione (vedi figura 4.8) è costituita da:

- K.O. Drum Aspirazione 1° Corpo
- Compressore Gas 1° Corpo
- Cooler 1° Corpo
- K.O. Drum Aspirazione 2° Corpo.
- Compressore Gas 2° Corpo



## 4.2 Comparazione delle configurazioni

- Cooler 2° Corpo
- K.O. Drum Mandata 2° Corpo
- Scambiatore di calore intermedio
- Pompa di circolazione

Ogni corpo di compressione è dotato di ricircolo totale sull'aspirazione sotto controllo del relativo sistema anti pompaggio. Le condense eventualmente separate a valle del raffreddamento dei gas vengono raccolte nella parte inferiore dei K.O. Drum ed inviate sotto controllo di livello all'unità di raccolta drenaggi di processo in pressione (Closed Drains).

Il funzionamento dei treni di compressione con entrambi i corpi attivi è regolato da un Sistema di Controllo dedicato: questo sistema riceve i segnali dai trasmettitori di pressione previsti in aspirazione l'uno e in mandata dei treni di compressione l'altro e, modulando il gas combustibile alimentato alle Motrici Turbogas ed agendo sulle valvole dei circuiti di anti pompaggio degli Corpi di Compressione di ciascun treno di compressione, controlla il funzionamento dei compressori centrifughi in funzione delle condizioni di pressione e portata di gas richieste..

La temperatura di raffreddamento dei gas in uscita da ciascuno Corpo di Compressione è regolata agendo sulla portata dell'acqua del circuito indiretto che di conseguenza, coinvolge anche la regolazione di quella dell'acqua di mare.

### 4.2.2.2 Configurazione scambiatore di calore

Rispetto alla configurazione precedente, in questo caso si è di fronte alla scelta di due tipi di scambiatore di calore: quelli di processo e quello intermedio.

La figura 4.8 mostra come le temperature di uscita del gas di processo e quella di scarico dell'acqua di mare sono state mantenute identiche al caso precedente, per ragioni di processo e per il rispetto delle normative vigenti.

Per quanto riguarda gli scambiatori di calore di processo, la scelta cadrà sicuramente sul tipo shell&tube, sempre a causa delle differenti pressioni di esercizio, ma, a differenza del caso precedente, si potrà impiegare come materiale di costruzione per entrambi i lati dello scambiatore di calore *acciaio al carbonio* essendo i fluidi circolanti su entrambi i lati sostanzialmente puliti e non corrosivi: questo può aiutare a diminuire i costi totali degli scambiatori di calore di processo.

Lo scambiatore di calore intermedio risulta essere, invece, l'elemento più critico del sistema, in quanto, trovandosi ad operare con acqua di mare, dovrà

#### 4 Case study

essere costruito con materiali esotici: le tabelle 3.1 e 3.2 a pagina 40, ci suggeriscono di utilizzare l'hastelloy C-276. Obiettivo principale in conseguenza di tale scelta sarà quello limitare le superfici di scambio, e quindi l'impiego di materiale, con lo scopo ultimo di limitare i costi totali, sia che si opti per la soluzione shell&tube, sia per quelli compatti.

Come primo passo per la scelta del tipo di scambiatore di calore, bisogna innanzitutto definire l'approccio di temperatura migliore per lo scambiatore di calore intermedio: infatti, un approccio molto piccolo comporta l'impiego di elevate superfici di scambio: nel caso degli shell&tube legato all'impiego di scambiatori di calore su più corpi in serie; oppure nel caso si adottassero quelli compatti dovuto all'impiego di scambiatori molto pesanti (dell'ordine delle decine di tonnellate). Entrambi i casi non sono auspicabili, ma d'altro canto approcci troppo alti comporterebbero problemi sugli scambiatori di processo, che, a loro volta richiederebbero l'impiego di più corpi per rispettare le specifiche.

Guardando il processo, le uniche temperature su cui si può agire sono quelle dell'acqua di circuito indiretto in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore intermedio; la temperatura in uscita, però, può essere compresa tra un minimo di 25°C (che è la temperatura di ingresso dell'acqua di mare più 1°C di approccio, per garantire lo scambio), e un massimo di 32°C (che è la temperatura dei gas di processo raffreddati meno 1°C di approccio). Per quanto riguarda invece la temperatura in ingresso, si parte da un valore minimo ammissibile di 34°C fino ad arrivare, teoricamente, a temperature prossime a quelle del gas in uscita dai compressori: tale temperatura, tuttavia, per motivi termodinamici, dev'essere il più possibile vicina alla temperatura di uscita del fluido di processo, in modo da garantire che questa temperatura possa essere raggiunta attraverso l'impiego di un solo corpo di scambio.

Dovendo garantire temperature di ingresso per l'acqua del circuito indiretto nello scambiatore di calore intermedio non troppo elevate, attraverso un confronto tra i dimensionamenti eseguiti con l'utilizzo di un simulatore, si dimostra che lo scambiatore di calore più idoneo dal punto di vista dello scambio termico è lo scambiatore a piastre, in quanto riesce a ottenere uno scambio ottimale con approcci contenuti (inferiori a 10°C), ma, soprattutto, con dimensioni accettabili. Se, d'altro canto, volessimo evitare di dover utilizzare scambiatori di calore di processo del tipo shell&tube su due corpi in serie, sarebbe necessario che il ritorno dell'acqua di raffreddamento del circuito indiretto eccedesse i 60°C, il che porterebbe ai problemi precedentemente citati.

Il sistema, perciò, verrà realizzato con l'impiego di uno scambiatore a piastre che lavora con l'acqua di mare per raffreddare l'acqua del circuito e di

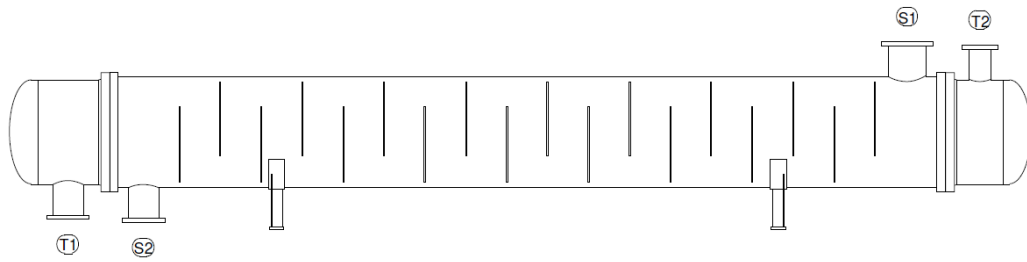


Figura 4.9: Sketch BEM

due scambiatori a fascio tubiero per il raffreddamento del gas di processo.

Per garantire temperature di uscita dell'acqua del circuito indiretto maggiori di quelle del gas di processo in uscita, a differenza del caso precedente, bisognerà utilizzare un altro tipo di scambiatore shell&tube, non più di tipo BEU, ma in grado di restituire temperature di uscita dell'acqua e del gas identiche. Lo scambiatore di calore idoneo sarà di tipo BEM<sup>23</sup> (figura 4.9) a doppia testata a singolo passaggio, che, come dice il nome stesso, garantisce uno scambio in controcorrente *quasi puro*. Questo tipo di scambiatore di calore è più complesso di quelli di tipo BEU, oltre che per la doppia testata, anche per il fatto che potrebbe richiedere l'impiego di giunti di espansione.

Il dimensionamento *ottimale* dei tre scambiatori è ottenuto attraverso l'uso di un software per la simulazione di processo<sup>24</sup> e di uno per il dimensionamento degli scambiatori.

A differenza del caso precedente gli scambiatori non sono slegati tra loro, ma essendo parti di un circuito più complesso, anche un minimo cambiamento di input o output di uno può portare a variazioni di prestazioni anche rilevanti negli altri; inoltre, come nel caso precedente, il dimensionamento dei due scambiatori di processo deve tenere conto delle differenti fasi di esercizio.

Per prima cosa bisogna definire l'allocazione dei flussi negli scambiatori a fascio tubiero: non avendo a che fare con fluidi sporcanti<sup>25</sup> e corrosivi, seguendo il criterio precedentemente esposto, la scelta consigliata sarebbe quella di far passare acqua (quella di raffreddamento del circuito indiretto) nel mantello e gas nei tubi, in quanto il gas è a più alta pressione. Tuttavia tale configurazione, nel nostro caso, per motivi di scambio termico,

<sup>23</sup>B - testata anteriore bullonata e smontabile con coperchio integrato; E - singolo passaggio nel mantello; M - testata posteriore bullonata e smontabile con coperchio integrato.

<sup>24</sup>Aspen HYSYS.

<sup>25</sup>Coefficiente di sporco, sia per il gas naturale che per l'acqua di circuito, 0,0001 m<sup>2</sup>K/W.

#### 4 Case study

non consente di sfruttare appieno la capacità termica (frigorie) dell'acqua di raffreddamento (temperatura dell'acqua in uscita molto prossima alla temperatura in uscita del gas) se non con l'impiego di uno scambiatore di calore su 2 corpi in serie. Si dovranno utilizzare scambiatori shell&tube ad acqua lato tubo, più pesanti e quindi più costosi, ma questo va tutto a vantaggio dello scambiatore di calore intermedio, che essendo costruito in materiale pregiato, potrà godere di un approccio più alto, contribuendo di conseguenza a diminuire i pesi e i volumi, diminuendo così i costi.

Dovendo lavorare con temperature di uscita dell'acqua di circuito nello scambiatore a fascio tubiero comprese tra 25 e 32 gradi centigradi, e volendo mantenere, per motivi di semplicità di costruzione dello scambiatore a piastre, lo stesso salto di temperatura che compie l'acqua di mare nello scambiatore di calore intermedio (9°C), si dovrà lavorare con una temperatura di uscita dallo scambiatore di calore di processo compresa tra 34 e 41 gradi centigradi. Dopo un certo numero di iterazioni, dal calcolo è risultato che l'approccio, sia di ingresso che di uscita dello scambiatore di calore intermedio, che meglio ottimizza il sistema è dell'ordine di 6 gradi centigradi; l'acqua dolce di raffreddamento sarà perciò resa disponibile a 30°C e verrà resa a 39°C. Una volta note tali temperature, si può passare al dimensionamento dei tre scambiatori del sistema.

**Scambiatore a piastre** Lo scambiatore di calore del circuito indiretto dell'acqua di raffreddamento è unico per tutti i treni di compressione: esso infatti riceve le portate d'acqua di tutti gli scambiatori di processo in mandata ed il carico termico da smaltire sarà perciò la somma di tutti i carichi termici di tutti i treni di compressione funzionanti (nel nostro caso due). Il dimensionamento di quest'ultimo dovrà essere fatto per il carico termico massimo, che in questo caso si ha durante la terza fase.

I dati necessari per il dimensionamento sono esposti in tabella 4.12. Importante, in questo caso, è verificare che, non solo le pressioni operative dei due fluidi non eccedano i valori massimi consentiti per tale tipologia di scambiatori di calore, ma anche che non siano oltre i limiti consentiti le pressioni differenziali dei due fluidi per non incorrere in problemi di tenuta e di infiltrazione del fluido a più alta pressione verso il lato a più bassa pressione.

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

Tabella 4.12: Dati di processo scambiatore di calore intermedio

|                              | Acqua <i>dolce</i> | Acqua di mare |
|------------------------------|--------------------|---------------|
| Portata [kg/s]               | 129,3              | 129,6         |
| Temperatura d'ingresso [°C]  | 39                 | 24            |
| Temperatura d'uscita [°C]    | 30                 | 33            |
| Calore Specifico [KJ/(kg*K)] | 4,3                | 4,313         |
| Pressione operativa [bar]    | 4,5                | 5             |

Come nel caso precedente, attraverso dell'uso del simulatore, tale scambiatore di calore risulta avere le dimensioni mostrate in figura 4.10. Il dimensionamento di uno scambiatore a piastre consiste principalmente nell'individuazione del piatto da utilizzare: altezza, larghezza, spessore, angolo di Chevron; il piatto mostrato in figura, però, è un piatto ideale non facilmente reperibile in commercio tale e quale, a meno che non venga costruito su misura. Tale ipotesi non è però contemplabile, in quanto, a causa delle economie di scala, il suo costo complessivo sarebbe troppo elevato.

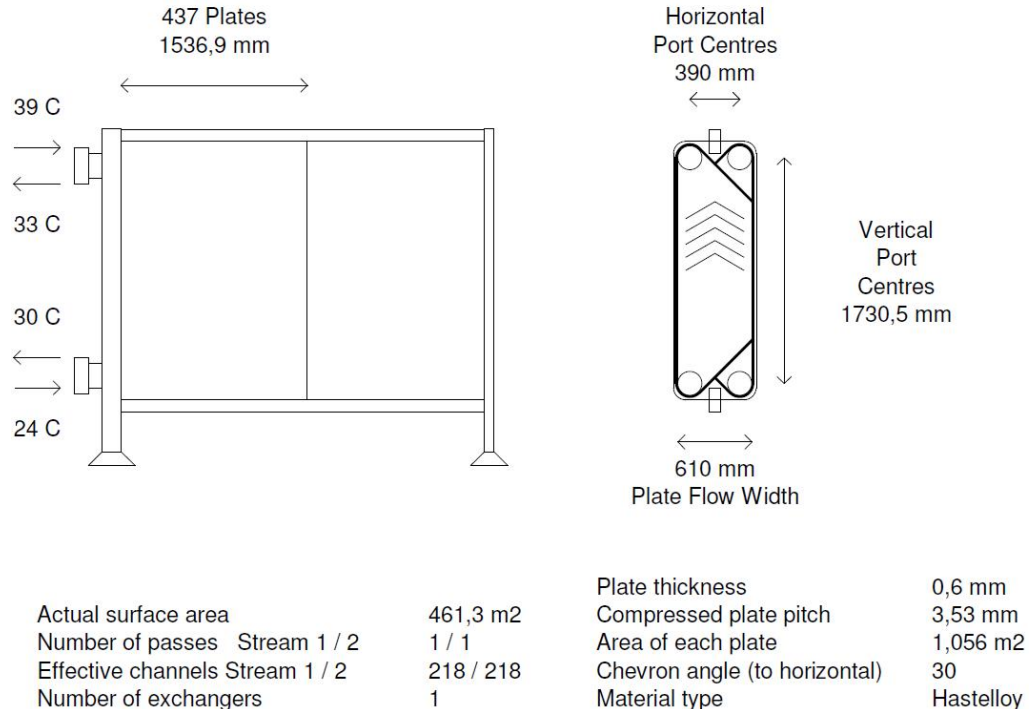
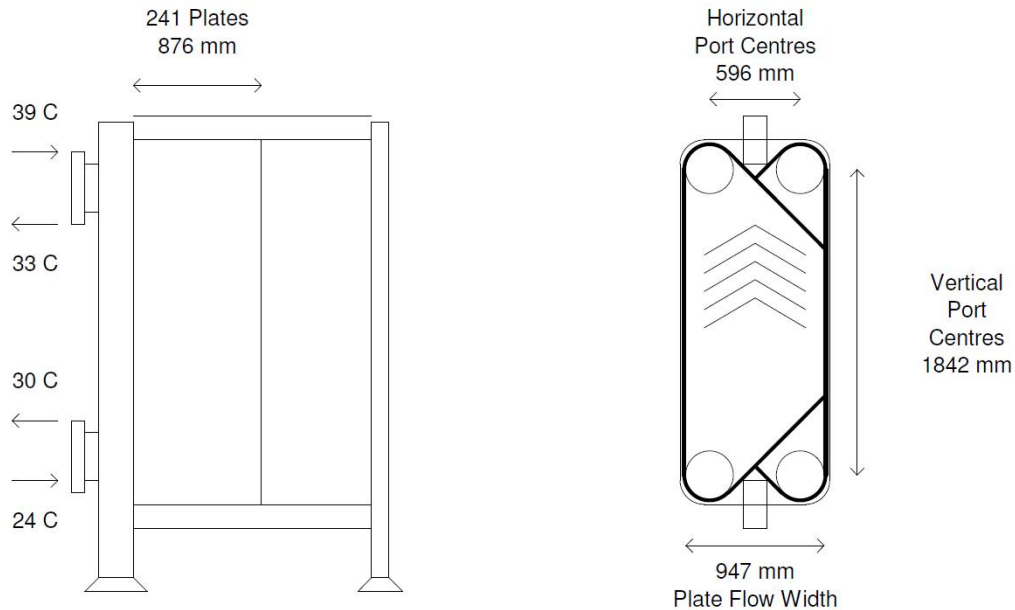


Figura 4.10: Caratteristiche meccaniche scambiatore a piastre

#### 4 Case study

Meglio sarebbe ricercare una soluzione con un piatto commercializzato: consultando il catalogo di un possibile fornitore qualificato (Alfa Laval) il piatto che più si avvicina alle caratteristiche richieste è l'M30. La nuova configurazione definitiva del piatto dello scambiatore di calore è mostrata in figura 4.11.



|                                 |                       |                               |                     |
|---------------------------------|-----------------------|-------------------------------|---------------------|
| Actual surface area             | 443,44 m <sup>2</sup> | Plate thickness               | 0,4 mm              |
| Number of passes Stream 1 / 2   | 1 / 1                 | Compressed plate pitch        | 3,65 mm             |
| Effective channels Stream 1 / 2 | 120 / 120             | Area of each plate            | 1,84 m <sup>2</sup> |
| Number of exchangers            | 1                     | Chevron angle (to horizontal) | 30                  |
|                                 |                       | Material type                 | Hastelloy           |

Figura 4.11: Caratteristiche meccaniche scambiatore a piastre con piatto M30

Come si può notare dalla tabella 4.13, a causa dello spessore minore dell'M30, la struttura risulta essere più leggera di una tonnellata rispetto al caso ideale e ciò riduce ulteriormente il costo della struttura.

Tabella 4.13: Confronto pesi e costi

|                    | Piastra ideale | M30  |
|--------------------|----------------|------|
| Massa a vuoto [kg] | 2650           | 1560 |
| Costo [k€]         | N.D.           | 122  |

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

**Scambiatori di calore a fascio tubiero** Come nel caso precedente, questi scambiatori di calore devono essere dimensionati rispetto al loro carico termico massimo, che per il Cooler del 1° Corpo di compressione, si ha per la seconda fase di vita dell'impianto, mentre, per l'altro, avviene durante la terza fase. I dati di processo dei due scambiatori sono riportati nelle tabelle 4.14 e 4.15.

Tabella 4.14: Dati di processo Cooler in mandata 2° Corpo

|                              | Gas   | Acqua di mare |
|------------------------------|-------|---------------|
| Portata [kg/s]               | 7,2   | 36,7          |
| Temperatura d'ingresso [°C]  | 105   | 30            |
| Temperatura d'uscita [°C]    | 33    | 39            |
| Calore Specifico [KJ/(kg*K)] | 2,745 | 4,314         |
| Pressione operativa [bar]    | 80    | 5             |

Tabella 4.15: Dati di processo Cooler in mandata 1° Corpo

|                              | Gas   | Acqua di mare |
|------------------------------|-------|---------------|
| Portata [kg/s]               | 13,96 | 42,69         |
| Temperatura d'ingresso [°C]  | 75,79 | 30            |
| Temperatura d'uscita [°C]    | 33    | 39            |
| Calore Specifico [KJ/(kg*K)] | 2,774 | 4,313         |
| Pressione operativa [bar]    | 84,2  | 5             |

Come precedentemente detto, il tipo di scambiatore di calore impiegato sarà di tipo BEM con acqua lato tubi e gas nel mantello. Con l'ausilio del simulatore, elaborando i dati mostrati in tabella, otteniamo le soluzioni ottimali per gli scambiatori sintetizzate in tabella 4.16 e 4.17 e rappresentate in figura 4.12 e 4.13.

Tabella 4.17: Caratteristiche meccaniche Cooler in mandata 2° Corpo

| Unit Configuration |                  |              |                    |                   |                  |
|--------------------|------------------|--------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Exchanger Type     | BEM              |              | Tube number        | 205               |                  |
| Position           | Hor              |              | Tube length actual | mm                | 6096             |
| Arrangement        | 1 par            | 1 ser        | Tube passes        | 1                 |                  |
| Baffle type        | Single segmental |              | Tube type          | Plain             |                  |
| Baffle number      | 25               |              | Tube O.D.          | mm                | 19,05            |
|                    |                  | <b>Shell</b> | <b>Kettle</b>      | <b>Front head</b> | <b>Rear head</b> |
| Outside diameter   | mm               | 457,2        |                    | 428,6             | 428,6            |
| Inside Diameter    | mm               | 409,55       |                    | 409,55            | 409,55           |

#### 4 Case study

Tabella 4.16: Caratteristiche meccaniche Cooler in mandata 1° Corpo

| Unit Configuration |                  |              |                    |                   |                  |
|--------------------|------------------|--------------|--------------------|-------------------|------------------|
| Exchanger Type     | BEM              |              | Tube number        | 445               |                  |
| Position           | Hor              |              | Tube length actual | mm                | 6096             |
| Arrangement        | 1 par            | 1 ser        | Tube passes        | 1                 |                  |
| Baffle type        | Single segmental |              | Tube type          | Plain             |                  |
| Baffle number      | 18               |              | Tube O.D.          | mm                | 19,05            |
| Outside diameter   | mm               | <b>Shell</b> | <b>Kettle</b>      | <b>Front head</b> | <b>Rear head</b> |
|                    |                  | 641,35       |                    | 603,25            | 603,25           |
| Inside Diameter    | mm               | 584,2        |                    | 584,2             | 584,2            |

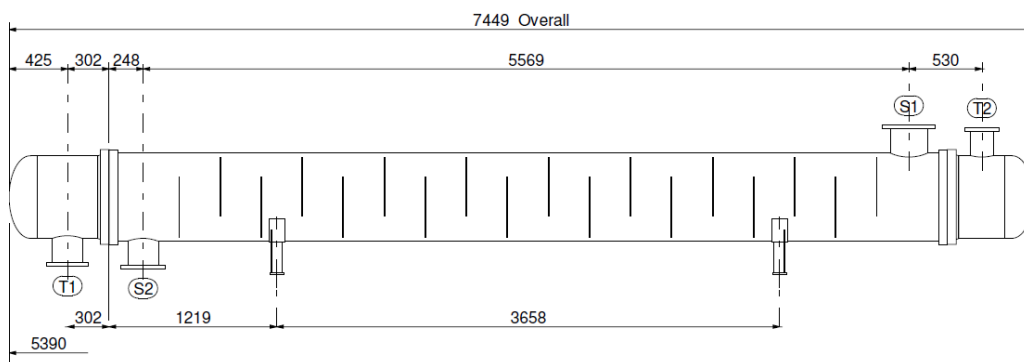


Figura 4.12: Sketch Cooler in mandata 1° Corpo

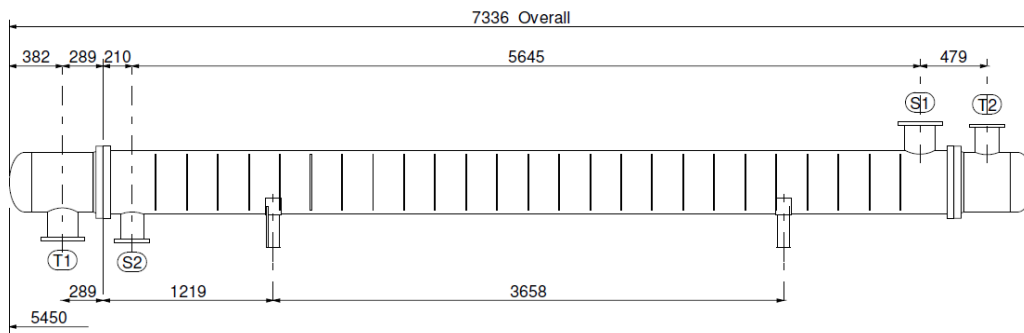


Figura 4.13: Sketch Cooler in mandata 2° Corpo

Infine vengono forniti in tabella 4.18 i dati riguardanti i pesi ed i costi dei due scambiatori. Balza subito all'occhio come l'uso di materiali come l'acciaio al carbonio, nonostante appesantisca la struttura, al tempo stesso limiti i costi (sia quelli per l'approvvigionamento del materiale stesso, che quelli per la lavorazione e l'assemblaggio).



## 4.2 Comparazione delle configurazioni

Tabella 4.18: Pesi e Costi Shell&Tube

|                    | Cooler 1° Corpo | Cooler 2° Corpo |
|--------------------|-----------------|-----------------|
| Massa a vuoto [kg] | 6140            | 3300            |
| Costo [k€]         | 34,6            | 22,5            |

### 4.2.2.3 Life Cicle Cost

**Capex** Nella valutazione dei costi di investimento, sono stati tenuti in considerazione solo i costi degli equipaggiamenti cosiddetti variabili, cioè che cambiano a seconda della configurazione scelta. In questo caso vengono pertanto tenuti in considerazione solo i costi relativi ai due scambiatori di processo, allo scambiatore di calore intermedio e alla pompa di circolazione dell'acqua del circuito indiretto rispetto ai costi complessivi. I compressori, i vessel, le valvole, i sistemi di controllo, così come le pompe e i filtri dell'acqua di mare, sono indipendenti dalla scelta del sistema di raffreddamento scelto e rimangono costanti per ogni configurazione. Per quanto riguarda invece le tubazioni e le valvole in più necessarie nella configurazione a circuito indiretto, il loro costo può essere trascurato, rispetto ai costi di piattaforma, essendo questi componenti di materiale poco pregiato e senza particolari caratteristiche.

Come è stato precedentemente detto, vengono installate sulla piattaforma tre unità di compressione, ognuna delle quali si avvale di scambiatori di calore in mandata al 1° e 2° Corpo di Compressione. Il circuito di raffreddamento è invece unico per tutti e tre i treni: questo fa sì che per la filosofia di progettazione ( $n+1$ ), verranno installati due scambiatori a piastre e due pompe centrifughe di circolazione di potenza pari a 17 kW<sup>26</sup>. I costi sono mostrati in tabella 4.19e la somma dei costi risulta perciò essere pari a 468 k€.

Tabella 4.19: Capex circuito di raffreddamento diretto

| Elemento               | Quantità | Costo [k€] | Costo Totale [k€] |
|------------------------|----------|------------|-------------------|
| Scambiatore intermedio | 2        | 123        | 246               |
| Pompa di circolazione  | 2        | 25,5       | 51                |
| 1° Corpo               | 3        | 34,5       | 103,5             |
| Cooler 2° Corpo        | 3        | 22,5       | 67,5              |

<sup>26</sup>Il costo di una pompa centrifuga con motore elettrico antideflagrante per applicazioni offshore è stimabile intorno ai 1500€ al kW.

#### 4 Case study

**Opex** Per quanto riguarda la valutazione dei costi operativi e di manutenzione, essendo il sistema considerato poco rilevante da un punto di vista degli Opex rispetto alla grandezza complessiva dell'impianto, si è deciso di procedere attraverso la valutazione dei costi operativi e di manutenzione preventiva, come differenza rispetto ad un caso base. La valutazione dei costi di manutenzione straordinaria, invece, come nella determinazione dei Capex, verrà fatta solo per le apparecchiature variabili, in quanto la differenza per tali costi, dipende solo dalla variazione di queste apparecchiature. In conclusione, verranno perciò prese in considerazione le ore di manutenzione straordinaria che riguardano i due scambiatori di calore di processo, lo scambiatore di calore intermedio e la pompa di circolazione dell'acqua del circuito indiretto.

Come caso base, è stato deciso di prendere il sistema di raffreddamento a circuito diretto, in quanto è quello che conta il minor numero di elementi complessivi.

In questo caso la valutazione dei costi operativi è da ritenersi praticamente uguale al caso base, in quanto la presenza di due apparecchiature in più non appesantisce di molto le attività operative. Sono inoltre stati trascurati i costi di esercizio per il funzionamento della pompa di circolazione dell'acqua in quanto l'esiguo impegno di potenza elettrica supplementare (minore del 1,5% sul totale), non è sufficiente a far cambiare la configurazione dell'unità di generazione di potenza, né i consumi di gas naturale vengono in qualche modo influenzati.

La valutazione delle ore di manutenzione preventiva è stata gentilmente calcolate e fornita dall'unità INMA (ingegneria e manutenzione), e sono state valutate essere pari a *81 ore annue*.

La vita utile del sistema è valutata essere pari a 15 anni (che è la vita utile dell'impianto, meno, la durata della prima fase dove la compressione non viene impiegata). Da un'indagine condotta, risulta inoltre che il costo medio di *un'ora uomo*, che lavora su una piattaforma offshore in Italia è di *48 €*: tale costo, moltiplicato per le ore di manutenzione richiesta, ci restituisce il costo di manutenzione stesso.

La valutazione dei costi totali di manutenzione preventiva è perciò considerata pari a *58320 €*.

Per quanto riguarda la manutenzione straordinaria, il conto delle ore potenziali necessarie è stato possibile attraverso l'utilizzo di un una banca dati [7], che fornisce tutti i ratei di guasto e le conseguenti ore di riparazione per tutti gli elementi installati sulle piattaforme nel mare del Nord. La valutazione delle ore di manutenzione richieste è data dal prodotto dei guasti critici medi, che interessano la vita utile di un impianto, per il numero di *ore uomo* medie che tale guasto richiede per essere riparato. Tale conto è fatto tenendo conto

## 4.2 Comparazione delle configurazioni

Tabella 4.20: Opex circuito diretto

| Elemento               | Vita utile | Guasti/anno | Ore riparazione |
|------------------------|------------|-------------|-----------------|
| Scambiatore intermedio | 15 anni    | 0,150       | 20              |
| Pompa di circolazione  | 15 anni    | 0,045       | 63              |
| Cooler 1° Corpo        | 30 anni    | 0,086       | 111             |
| Cooler 2° Corpo        | 20 anni    | 0,086       | 111             |

| Elemento               | Monteore | Costo Totale [€] |
|------------------------|----------|------------------|
| Scambiatore intermedio | 45       | 2160             |
| Pompa di circolazione  | 42,5     | 2040             |
| Cooler 1° Corpo        | 285      | 13680            |
| Cooler 2° Corpo        | 190      | 9120             |

della vita utile cumulata di ogni elemento.

Nella valutazione complessiva degli Opex, sono stati volutamente tralasciati i costi per mancata produzione, in quanto la presenza di un treno di compressione spare dovrebbe garantire una disponibilità di impianto del 100% ed una continuità di produzione, non inficiata da qualunque tipo di guasto. La mancata produzione dovuta ai tempi di avviamento, invece, è da ritenersi uguale per ogni sistema: anche se gli avviamenti complessivi di ogni treno durante tutta la vita utile dell'impianto possono variare, tale perdita di produzione è comunque da ritenersi trascurabile.

Inoltre, vista la relativa semplicità dei componenti, non è prevista la loro sostituzione. Per quanto riguarda lo scambiatore a piastre e la pompa, visto il basso valore di frequenza di guasto, la configurazione (n+1) può essere considerata sufficiente per tutta la vita utile prevista.

Gli Opex totali sono dati perciò dalla somma dei costi di manutenzione preventiva e straordinaria e sono pari a *85320 €*.

**Capex + Opex** La somma delle due voci di costo è mostrata nella tabella seguente:

Tabella 4.21: Capex + Opex

| Capex [k€] | Opex [k€] | Costi Totali [k€] |
|------------|-----------|-------------------|
| 468        | 85,3      | 553,3             |

## 4.3 Comparazione Costi e Pesì

### 4.3.1 Comparazione costi

I Life Cycle Cost di entrambe le soluzioni forniscono come output lo stesso valore di 553 k€: questo risultato può essere ritenuto frutto di una coincidenza.

Un peso non trascurabile è dato dai costi di manutenzione che, a loro volta, sono determinati dal costo orario degli operatori. La figura 4.14 ci mostra come varia l'andamento costi globali in funzione di tale parametro. Nel caso dovessimo trovarci in luoghi dove la manodopera costa poco, il circuito indiretto diverrebbe il sistema più economico.

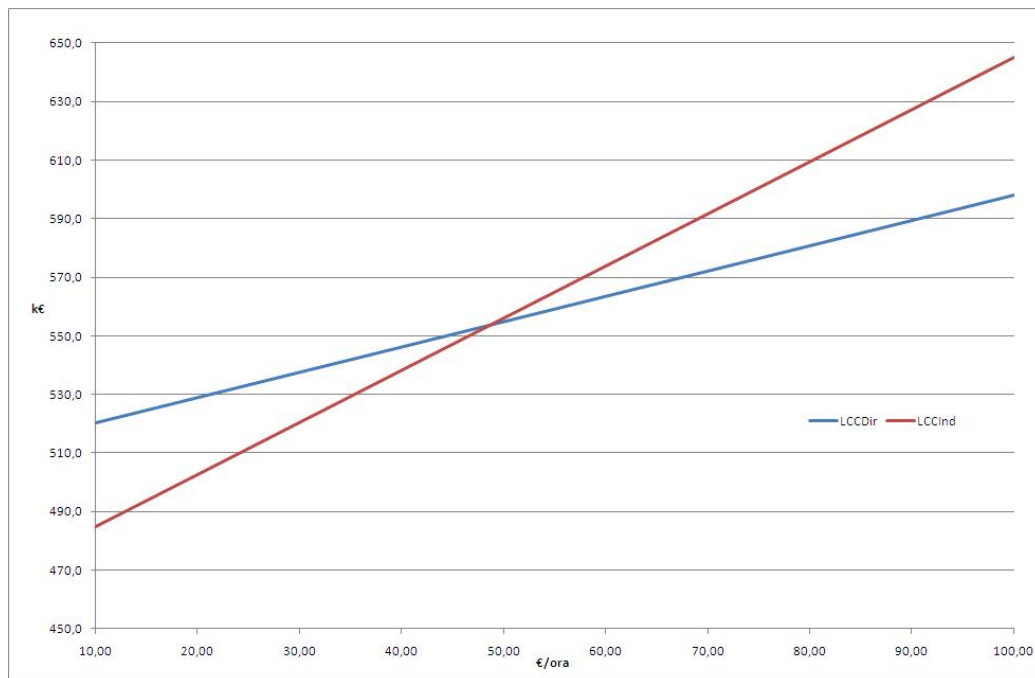


Figura 4.14: Costi totali su costi/ora lavoro

Bisogna comunque effettuare due precisazioni:

- la prima è che i costi forniti sono stati determinati sulla base di un modello con una variabilità molto alta, visto anche il basso grado di dettaglio dell'analisi svolta;
- la seconda sta nel fatto che i costi di esercizio possono diventare significativi nel caso in cui l'energia elettrica venga acquistata e/o resa disponibile attraverso un cavo da terra posato a fondo mare.

### 4.3.2 Comparazione pesi

Principalmente, il contributo dei pesi di ogni sistema è dato dagli scambiatori di calore e i risultati sono mostrati nelle tabelle 4.22 e 4.23 .

Tabella 4.22: Massa sistema diretto

| Elemento        | Massa a vuoto [kg] | Quantità | Massa Totale |
|-----------------|--------------------|----------|--------------|
| Cooler 1° corpo | 5600               | 3        | 16800        |
| Cooler 2° corpo | 3200               | 3        | 9600         |

Tabella 4.23: Massa sistema indiretto

| Elemento               | Massa a vuoto [kg] | Quantità | Massa Totale |
|------------------------|--------------------|----------|--------------|
| Cooler 1° corpo        | 6140               | 3        | 18420        |
| Cooler 2° corpo        | 3300               | 3        | 9900         |
| Scambiatore intermedio | 1560               | 2        | 3120         |

La differenza tra i due sistemi risulta essere pari a *5 tonnellate* con il sistema a circuito indiretto che risulta essere più pesante . Anche se tale numero può sembrare grande, non rappresenta assolutamente un discriminante per l'installazione dato che incrementa il peso totale della struttura di meno dello 0,1%<sup>27</sup>.

---

<sup>27</sup>Il peso totale della struttura è valutato essere di poco inferiore alle 5000 tonnellate.

#### 4 *Case study*

# Conclusioni

Le configurazioni analizzate ci mostrano in prima analisi, con le approssimazioni ed un grado di precisione commisurato alle ipotesi ed alle premesse di progetto definite di volta in volta nello studio, che da un punto di vista dei costi di investimento e di esercizio, i due sistemi sono pressoché equivalenti. In queste analisi, i costi delle varie apparecchiature, anche se budgettari, non sono stati forniti direttamente da fornitori qualificati, ma sono stati valutati da una banca dati disponibile in società a consuntivo di progetti esecutivi.

Se alla somma totale dei costi d'investimento per la realizzazione dell'impianto (Capex), aggiungessimo quelli difficilmente quantificabili, quali legati all'impatto ambientale, alla sicurezza (sia in termini di vite che di apparecchiature) e alla reputazione della compagnia<sup>28</sup>, ci accorgeremmo di come l'impianto a circuito di raffreddamento indiretto sia sicuramente *la soluzione migliore*.

Nuove tecnologie stanno nascendo e prendendo piede, come l'utilizzo di scambiatori di calore compatti di nuova concezione al posto dei soliti e collaudatissimi scambiatori di calore a fascio tubiero; tali scambiatori di calore utilizzano piastre a circuito stampato, ma a differenza degli scambiatori a piastre convenzionali, possono lavorare con fluidi che hanno tra loro alti differenziali di pressione. Nella presente trattazione, però, tale tecnologia, relativamente giovane, non è stata presa in considerazione specialmente per due motivi: esiste una scarsa trattazione tecnica sull'argomento, ed inoltre la scarsa popolazione esistente non ha consentito di poter disporre di feedback attendibili dal punto di vista dei problemi operativi. Tale tecnologia è, comunque, ancora acerba e gode di margini di miglioramento molto grandi e si pensa che, nel giro di qualche decennio, sostituirà la tecnologia degli shell&tube.

Questa considerazione è supportata dal fatto che molte compagnie straniere, specialmente quelle operanti nel Mare del Nord, si stanno convertendo a tale tecnologia, in un numero sempre maggiore di casi, per i vantaggi di ingombro e peso che tali scambiatori di calore offrono, e che sono molto apprezzabili in campo offshore, soprattutto nel Mare del Nord per ragioni di condizioni ambientali particolarmente avverse.

---

<sup>28</sup>Si pensi al recente disastro avvenuto il 20 Aprile nel Golfo del Messico.

## *Conclusioni*



# Bibliografia

- [1] European Commission - Integrated Pollution Prevention and Control (IP-PC). *Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems*, Dicembre 2001.
- [2] ENI divisione E&P, Sistema di Gestione Integrato HSE - Standard HSE. *Gestione dei rischi HSE*. Luglio 2004.
- [3] Shell - Design and Engineering Practice. *Design of seawater systems and utility heat transfer systems for offshore installations*. Settembre 2002.
- [4] ENI divisione E&P - Company Standard. *Material selection for seawater handling systems*. Aprile 2009, pp. 39-40.
- [5] SNAM progetti - Criteri di Progettazione. *Guida alla scelta ed al dimensionamento di processo degli scambiatori di calore*. Settembre 1994.
- [6] SINTEF Industrial Management - OREDA. *Offshore Reliability Data Handbook*. 2002, pp 192, 393, 408, 409.
- [7] SINTEF Industrial Management - OREDA. *Offshore Reliability Data Handbook*. 2010, Internet Databook.