

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA



Facoltà di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Elettrica

**Accumulo dell'Energia ad Aria Compressa
sott'acqua
OCAES - Ocean Compressed Air Energy Storage**

Relatore: Prof. Mauro Andriollo

Laureando: Andrei Jigailo

Anno Accademico 2013/2014

Alla mia famiglia.

Indice

Acronimi	ix
1 Introduzione	1
1.1 I servizi dell'accumulo per la rete di distribuzione	3
1.1.1 Il time shift	4
1.1.2 Il bilanciamento della potenza	6
1.1.3 I servizi ancillari di rete	7
2 CAES	13
3 OCAES	19
3.1 OCAES adiabatico con TES	27
3.2 OCAES isotermico	31
3.2.1 Analisi	32
3.3 OCAES accumulo aperto	40
4 Ultra High Performance Vessel Architecture	47
5 UES	53
6 Condizioni climatiche e batimetria nello Stretto di Sicilia	55
6.1 Caratteristica batimetrica del fondo marino	55
6.2 Condizioni meteo-oceanografiche	57
6.2.1 Temperatura	57
6.2.2 Salinità	57
6.2.3 La circolazione delle correnti	57
6.2.4 I venti e le condizioni del mare	59
7 Dimensionamento OCAES Sicilia	67
7.1 Producibilità annua dell'impianto eolico	68
7.1.1 Producibilità singolo aerogeneratore	70
7.1.2 Producibilità lorda e netta dell'impianto eolico	71

7.2	Studio Analitico e Numerico	74
8	Appendice	83
8.1	Scelta Compressori	83
8.2	Trattamento aria	86
8.2.1	Filtraggio aria nelle stazioni di compressione	86
8.2.2	Essiccamento dell'aria compressa	87
8.3	Scambiatori di calore	89
8.3.1	Regolazione di portata tramite valvola a due vie	90
8.3.2	Regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile .	91
8.3.3	Regolazione in derivazione a portata costante	92
8.3.4	Regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante	92
8.4	Pipeline	93
8.4.1	Selezione del materiale	94
8.4.2	Isolamento	94
8.4.3	Free Span Mitigation	95
8.4.4	Instalazione	98
8.4.5	Riparazione	99
	Bibliografia	103

Elenco delle figure

1.1	Distribuzione di tecniche ESS (Energy Storage Systems) in funzione del campo di applicazione.	2
1.2	Aree affette di dispositivi elettrici dovuta ad un momentaneo calo della tensione.	10
1.3	Statistica anomalie sulla rete europea a MT. Sorgente: UNIPEDE DISDI.	10
2.1	Componenti di un sistema CAES sotto terra.	14
2.2	Lo schema del sistema CAES di Huntorf (Germania).	15
2.3	Lo schema del sistema CAES di Alabama (USA).	17
2.4	Lo schema del sistema CAES adiabatico.	18
3.1	Schema di un Sistema OCAES.	20
3.2	Prototipo di un pallone per contenere aria compressa della Thin Red Line Aerospace Ltd.	22
3.3	Pallone per lo stoccaggio di aria compressa della Thin Red Line Aerospace Ltd.	23
3.4	Un disegno concettuale di un contenitore di stoccaggio dell'aria di un sistema OCAES del dipartimento di CCEE a NCSU.	23
3.5	Energia estraibile per unità di volume attraverso un'espansione isoterma a T_0 e $p_{th} = p_{ambiente}$	24
3.6	Esempio di un impianto di tipo offshore: Rendering Eolico offshore Galleggiante.	24
3.7	Esempio di più impianti di tipo offshore: Rendering Piattaforma Offshore Galleggiante (Dipartimento di Energetica - Università di Firenze).	25
3.8	Esempio di più impianti di tipo offshore: Piattaforma Offshore Galleggiante (Dipartimento di Energetica - Università di Firenze).	25
3.9	OCAES con TES.	28
3.10	Schema di un sistema CAES adiabatico con TES.	29
3.11	Processo di compressione/espansione in un pistone liquido.	32

3.12	Relazione tra energia e volume di stoccaggio per il processo di compressione.	34
3.13	Relazione tra energia e volume di stoccaggio per il processo di espansione.	34
3.14	Relazione tra energia e volume di stoccaggio per i processi di compressione/espansione adiabatica.	35
3.15	Relazione tra energia e volume di stoccaggio per i processi di compressione/espansione isoterma.	35
3.16	Relazione tra energia e volume di stoccaggio per i processi di compressione/espansione quasi-isoterma.	36
3.17	Differenza di lavoro speso nella compressione adiabatica e nella compressione isoterma.	36
3.18	Risparmio di lavoro nella doppia compressione in serie.	37
3.19	Rendering schematico del sistema di compressione/espansione isoterma di General Compression Inc.	40
3.20	Sistema CAES con accumulatore di tipo aperto per un impianto eolico offshore.	41
3.21	Contenitore di aria e olio.	44
3.22	Diagramma P-V per un profilo di compressione adiabatico-isotermo-adiabatico (AIA).	45
3.23	Esempio di un processo adiabatico-isotermo-adiabatico (AIA) - Diagramma P-V.	46
4.1	Un UHPV formato da due cerchi di tessuto.	48
4.2	Un prototipo di Energy Bag ad architettura UHPV e relative increspature dovuto all'accorciamento dei tendini.	49
4.3	Visuale obliqua di un prototipo di UHPV del diametro di 1.8 m con $p_0 = 40$ kPa, che fa vedere gli sforzi di von Mises nelle membrane.	50
6.1	Particolare della Carta n. 435 - Dal Mare Adriatico al Mare Ionio - Tirreno Meridionale e Stretto di Sicilia.	56
6.2	Temperature medie della superficie marina (rilevazione satellitare).	58
6.3	Carta delle correnti superficiali gennaio-febbraio.	60
6.4	Carta delle correnti superficiali marzo-aprile.	61
6.5	Carta delle correnti superficiali maggio-giugno.	62
6.6	Carta delle correnti superficiali luglio-agosto.	63
6.7	Carta delle correnti superficiali settembre-ottobre.	64
6.8	Carta delle correnti superficiali novembre-dicembre.	65
6.9	Distribuzione del vento e velocità media [m/s].	66

7.1	Inquadramento territoriale dell'impianto eolico. Sorgente: C&C Consulting Engineering SRL.	68
7.2	Schema a blocchi semplificato dell'impianto eolico. Sorgente: C&C Consulting Engineering SRL.	69
7.3	Potenza generata in funzione della velocità del vento all'altezza del mozzo - aerogeneratore REpower 6M da 6 MW.	70
7.4	L'andamento della velocità media del vento giornaliera (26 dicembre) in m/s (Fonte: www.meteoam.it).	73
7.5	Producibilità giornaliera (26 dicembre) di un singolo aerogeneratore, la potenza media e l'energia da accumulare.	73
7.6	Mesh usata nelle simulazioni.	77
7.7	Campo di velocità della corrente marina che investe un pallone ancorato sul fondale di $R = 9.9$ m alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s).	78
7.8	Campo di velocità della corrente marina che investe un pallone ancorato sul fondale di $R = 9.9$ m alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s).	79
7.9	Campo di velocità della corrente marina che investe un pallone ancorato sul fondale di $R = 9.9$ m alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s).	80
7.10	Andamento della pressione sulla superficie della sfera alla profondità di 700 m sott'acqua investita da una corrente a 1.3 kts.	81
8.1	Campi di utilizzo delle varie tipologie di compressori.	85
8.2	Consumi di energia per le varie tipologie di compressore.	85
8.3	Esempio sistema di essiccazione	88
8.4	Regolazione di portata in uno scambiatore (sx) tramite valvola a due vie (dx) tramite pompa a velocità variabile. In questo caso, la variabile regolata è la temperatura del fluido caldo in uscita $T_{c,u}$	91
8.5	Regolazione di portata in derivazione in uno scambiatore tramite valvola a tre vie a <i>portata costante</i> . In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$ e si fa uso di una valvola miscelatrice.	92
8.6	Regolazione di portata in derivazione in uno scambiatore tramite valvola a tre vie a <i>temperatura d'ingresso costante</i> : (sopra) con valvola deviatrice; (sotto) con valvola miscelatrice. In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$	93
8.7	Metodi di mitigazione del <i>Free Span</i>	96
8.8	Metodi di installazione.	99
8.9	WASP ADS - Installazione di un connettore senza saldature. Sorgente: Oceaneering.	101
8.10	Procedura di riparazione on-bottom. Sorgente: Big Inch.	102

Elenco delle tabelle

1.1	Sistemi di accumulo dell'energia e il loro utilizzo migliore.	4
2.1	Confronto impianti CAES esistenti.	16
3.1	CAES sott'acqua - Business Assessment.	26
3.2	Caratteristiche di CAES sott'acqua	27
3.3	Parametri modello di un sistema OCAES	29
3.4	Risultati di un'analisi termodinamica di un CAES adiabatico.	30
4.1	Specifiche del prototipo del diametro di 1.8 m	51
7.1	Dati tecnici dell'aerogeneratore <i>REpower 6M</i>	70
7.2	Velocità medie del vento a 10 m s.l.m. e 90 m s.l.m., ore equivalenti annue per aerogeneratore 6 MW.	71
7.3	Velocità medie del vento a 10 m s.l.m. e 90 m s.l.m., ore equivalenti mensili per aerogeneratore 6 MW.	72
7.4	Potenzialità del parco eolico, in termini di potenza nominale installabile e producibilità annua teorica.	72
7.5	Parametri sistema OCAES	76
7.6	Andamento della temperatura nei vari stadi di compressione.	77
8.1	Vari tipi di compressori con relativi rapporti di compressione e portate.	84
8.2	Classificazione dei filtri nei riguardi delle sostanze solide	87
8.3	Contenuto di vapore d'acqua saturo in g/m^3 di aria standard (ANR), per differenti temperature e pressioni.	87
8.4	Classi di qualità dell'aria compressa ISO8573-1.	89
8.5	Metodi di mitigazione del <i>Free Span</i>	98

ACRONIMI

RBES = Rock Bed Energy Storage (Letto di roccia per l'accumulo di energia termica)

RES = Renewable Energy System (Sistema di energia rinnovabile)

CAES = Compressed Air Energy Storage (Accumulo dell'energia ad aria compressa)

OCAES = Ocean Compressed Air Energy Storage (Accumulo dell'energia ad aria compressa oceanica)

SWHE = Sea Water Heat Exchanger (Scambiatore di calore di acqua marina)

VFI = Variable-Frequency Inverter (Inverter a frequenza variabile)

WECD = Wave Energy Conversion Device (Dispositivo di conversione dell'energia da moto ondoso)

SM = Storage Mode (Modalità di stoccaggio)

PM = Production Mode (Modalità di produzione)

BP = Battery Pack (Pacchetto di batterie)

PV = Photovoltaic (Fotovoltaico)

ESS = Energy Storage Systems (Sistemi di accumulo dell'energia)

LP = Low Pressure (Bassa pressione)

HP = High Pressure (Alta pressione)

TES = Thermal Energy Storage (Accumulo dell'energia termica)

GA = Genetic Algorithm (Algoritmo genetico)

UHPV = Ultra High Performance Vessel (Contenitore ad alte prestazioni)

UHPVA = Ultra High Performance Vessel Architecture (Architettura per contenitori ad alte prestazioni)

UES = Underwater Electrolysis System (Sistema di elettrolisi sott'acqua)

PIP = Pipe In Pipe

VIV = Vortex Induced Vibration

OPRP = Offshore Pipeline Repair Plan (Piano di riparazione di condotte offshore)

RUPE = Response to Underwater Pipeline Emergencies

ADS = Atmospheric Diving System

UNH = University of New Hampshire (Università di New Hampshire)

O&M = Operations and Maintenance (operativi e gestione)

TBD = To Be Determined (da determinare)

Ottenere cento vittorie su cento
battaglie non è il massimo
dell'abilità: vincere il nemico
senza bisogno di combattere,
quello è il trionfo massimo.

Sun tzu
L'arte della guerra

Capitolo 1

Introduzione

Il lavoro di tesi qui svolto verte principalmente sull'accumulo di energia ad aria compressa sott'acqua, comprendendo inizialmente, una descrizione dei sistemi di stoccaggio di aria compressa, esistenti ed in fase di studio, adottati principalmente per l'accumulo di energia su larga scala e, dimensionamento di massima di un recipiente per un sistema OCAES per un ipotetico impianto eolico offshore galleggiante nello stretto di Sicilia tra l'isola di Pantelleria e Sicilia.

La crescente penetrazione delle fonti rinnovabili non programmabili sta trasformando l'attuale sistema elettrico, ponendo nuove esigenze sia ai gestori delle reti di trasmissione e distribuzione, sia agli operatori degli impianti di produzione. Gli impianti a fonti rinnovabili, la cui produzione è legata alla disponibilità della risorsa naturale (sole, vento, moto ondoso, maree) piuttosto che alla domanda di energia, non contribuiscono ai servizi di bilanciamento del sistema elettrico, che rimangono quindi a carico dei soli impianti convenzionali (in primis i cicli combinati), la cui flessibilità nell'erogazione della potenza consente il bilanciamento continuo di generazione e domanda. Il costante incremento degli impianti a fonti rinnovabili, ha come effetto una corrispondente contrazione dei cicli combinati in esercizio: conseguentemente la flessibilità del sistema elettrico si riduce proprio quando questa sarebbe più necessaria per far fronte alla maggior aleatorietà introdotta dalle fonti rinnovabili non programmabili. Al fine di ridurre l'impatto dell'intermittenza sono state suggerite diverse soluzioni (Fig.1.1):

CAPITOLO 1. INTRODUZIONE

- trasformazione dell'energia elettrica in energia chimica;
- sistemi di accumulo dell'energia;
- ecc.

Vari sistemi accumulo sono stati proposti:

- Pompaggio idraulico;
- Stoccaggio di aria compressa (CAES);
- Batterie, le più utilizzate sono: NaS, piombo acido, Li-ion;
- Volani;
- Supercondensatori (per regolare brevi fluttuazioni della potenza).

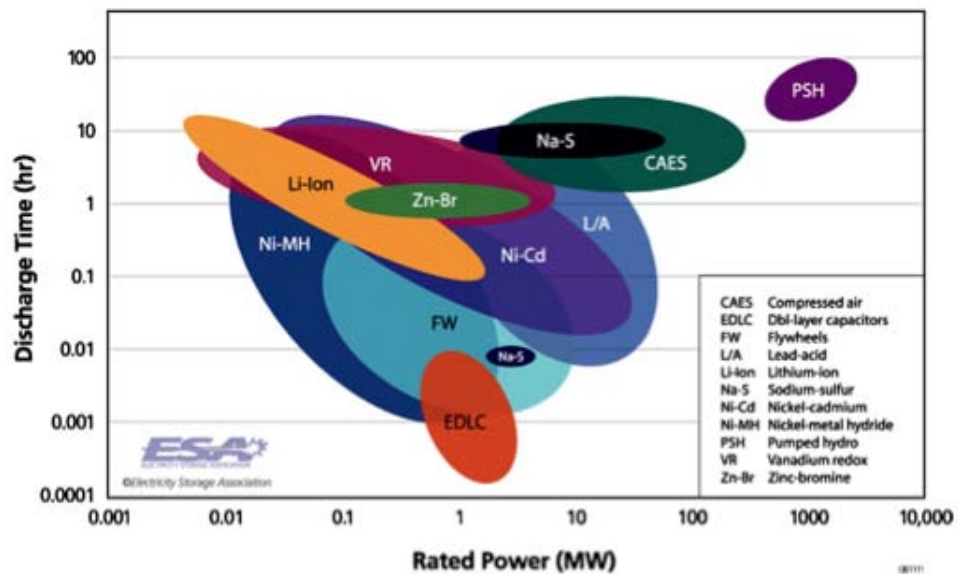


Figura 1.1: Distribuzione di tecniche ESS (Energy Storage Systems) in funzione del campo di applicazione.

Nel nuovo scenario del sistema elettrico, le esigenze di accumulo sono mutate e, soprattutto, l'interesse all'impiego dell'accumulo si è esteso a più soggetti. I produttori da fonti rinnovabili stanno valutando l'opportunità di utilizzare sistemi

di accumulo accoppiati all'impianto di produzione per ridurre gli oneri di sbilanciamento sull'energia immessa in rete. L'accumulo potrebbe fornire il servizio di riserva primaria dal quale oggi gli impianti a fonti rinnovabili non programmabili sono esentati.

Nel mondo ci sono solo due tipi di sistemi di accumulo dell'energia ad aria compressa CAES (compressed air energy storage) e sono costruiti sulla terra ferma. Un approccio più promettente per l'accumulo dell'energia è basato sulla tecnologia OCAES (ocean compressed air energy storage). L'approccio principale è quello di utilizzare l'energia generata da una fonte energetica rinnovabile come ad esempio il moto ondoso, il vento, il sole e comprimere e stoccare l'aria compressa in contenitori situati sul fondale oceanico. L'aria compressa poi viene utilizzata per generare elettricità oppure per altri usi.

1.1 I servizi dell'accumulo per la rete di distribuzione

Il tema dell'integrazione dell'accumulo nelle reti è oggi di forte attualità. I sistemi di accumulo di energia elettrica possono essere impiegati per la fornitura di molteplici servizi, alcuni dei quali richiedono prestazioni in potenza, quindi sistemi in grado di scambiare elevate potenze per tempi brevi (da frazioni di secondo a qualche decina di secondi), mentre altri richiedono prestazioni in energia, quindi sistemi in grado di scambiare costantemente potenza con autonomia di alcune ore. Spesso, in molti servizi, che siano di energia o di potenza, i sistemi di accumulo devono essere in grado di portarsi al valore corretto di potenza carica/scarica, o di commutare tra le fasi di carica e quelle di scarica, in tempi molto rapidi.

Le diverse applicazioni dei sistemi di accumulo, in funzione delle richieste di energia, potenza, e dei tempi di risposta possono essere suddivise in tre classi principali (Tabella 1.1):

- *time shift*;
- bilanciamento della potenza;
- servizi ancillari di rete.

CAPITOLO 1. INTRODUZIONE

Vi è quindi la necessità di individuare la tipologia e dimensionare i sistemi di accumulo in funzione dei servizi cui si intende destinarli.

Sistema di accumulo	Time shift	Bilanciamento della Potenza	Servizi Ancillari
Idraulico	✓	?	X
CAES	✓	?	X
Batterie			
NaS	✓	✓	?
NiS	✓	✓	?
Li-ion	✓	✓	✓
Ni-Cd	✓	✓	✓
Ni-MH	✓	✓	?
Pb acido	✓	✓	?
Flusso	✓	✓	?
Cinetico	X	?	✓
SMES	X	X	✓
Supercondensatori	X	X	✓

X = insostenibile; ✓ = sostenibile; ? = incerto.

Tabella 1.1: Sistemi di accumulo dell'energia e il loro utilizzo migliore.

1.1.1 Il time shift

Per *time shift* si intende l'utilizzo dei sistemi di accumulo per traslare temporaneamente l'utilizzo dell'energia elettrica. A stretto rigore tutti i sistemi di accumulo svolgono questa funzione, ma in questo caso i sistemi di accumulo sono utilizzati, per immagazzinare energia in un certo periodo per poi utilizzarla diverse ore dopo, quando si verifica la massima richiesta in modo da livellare il profilo di carico visto dalla rete. Tutte le applicazioni di *time shift* utilizzano sistemi di accumulo con prestazioni in energia, la durata delle fasi di scarica variano tra 1 e 10 ore al giorno, con diverse profondità di scarica e sollecitazioni prossime alla potenza nominale.

Nelle applicazioni di *time shift* il sistema di accumulo viene utilizzato per immagazzinare energia elettrica nelle ore in cui il prezzo è più basso, per poi rivenderla o direttamente utilizzarla nelle ore in cui il prezzo è più elevato, commutando in

generazione il sistema di accumulo. Questa funzione è tradizionalmente svolta dagli impianti idroelettrici di pompaggio, ma con lo sviluppo delle tecnologie di accumulo elettrochimico potrà svilupparsi anche a livello locale in vicinanza dei carichi della rete di distribuzione.

L'incremento dell'energia richiesta nelle ore notturne limita l'esigenza di ridurre la produzione degli impianti di generazione termoelettrica, che possono così produrre con efficienze maggiori, e in alcuni casi la necessità di spegnerli, per poi riaccenderli poche ore dopo, con conseguente riduzione della vita tecnica attesa e con un maggior rischio di mancata ripartenza.

I costi operativi, l'efficienza e la velocità con cui le prestazioni si riducono con l'utilizzo del sistema di accumulo sono particolarmente importati perché il valore economico del *time shift* dipende dalla differenza tra il costo di acquisto, accumulo e vendita dell'energia scaricata e dal beneficio derivato dall'immissione di energia in rete. Un aumento dei costi operativi o una riduzione di efficienza riduce il numero di cicli per i quali il beneficio supera il costo.

Il "peak shaving" è un'applicazione *time shift* in cui il sistema di accumulo ha il compito di fornire l'integrazione della potenza richiesta dai carichi, quando questi superano un livello massimo stabilito, in questo modo può essere possibile dimensionare porzioni di rete sulla potenza media richiesta dal carico e disporre di una minore capacità di generazione, in particolare di punta.

Ne consegue che la funzione di *time shift* consente anche di evitare o differire gli investimenti di rete necessari per potenziare le linee e i trasformatori per far fronte all'incremento della domanda di potenza e di garantire una maggiore vita tecnica agli elementi di rete che si troverebbero a operare in condizioni di minor stress.

L'accumulo di energia elettrica diventa particolarmente importante nei centri urbani in presenza di congestioni di rete, dove è difficile e (a volte impossibile) effettuare interventi di potenziamento delle infrastrutture di rete.

In questo caso l'utilizzo del sistema di accumulo può essere limitato ad alcuni giorni all'anno durante i periodi di picco di carico, nei restanti periodi dell'anno potrebbe allora essere utilizzato, oltre che per *time shift*, anche per altri servizi, quali supporto di tensione, *Power Quality* e integrazione delle rinnovabili.

Un impianto utilizzato per *time shift* potrebbe, in certi casi, servire a fornire an-

che dei servizi ancillari e per migliorare l'affidabilità della rete, con un maggior beneficio economico.

1.1.2 Il bilanciamento della potenza

L'applicazione di bilanciamento della potenza o *Power Balancing* richiede al sistema di accumulo di rendere più regolare e prevedibile la produzione di energia da fonti rinnovabili aleatorie e di compensare le variazioni di carico (*load following*).

Questa applicazione necessita di un accumulo con prestazioni in energia, con tempi di risposta rapidi a causa delle continue transizioni dalla condizione di carica a quella di scarica, e quindi con la capacità di erogare una discreta potenza.

La durata della scarica varia tipicamente dalla decina di secondi ad alcune ore, con un andamento della potenza tra lo 0% e il 100% della potenza nominale.

L'integrazione delle fonti rinnovabili non programmabili, la cui potenza prodotta può cambiare rapidamente, come nel caso di passaggio di nuvole su un campo fotovoltaico o di un vento a raffiche in un impianto eolico, può essere favorita dalla presenza di sistemi di accumulo in grado di compensare le fluttuazioni della potenza generata, in modo da ottenere un profilo di generazione complessivo più regolare e più prevedibile.

Un profilo più regolare consente di ridurre la modulazione degli impianti controllabili che, in assenza di accumuli, devono compensare l'intermittenza della produzione rinnovabile e inseguire anche elevate rampe di carico. La richiesta di elevata rapidità di presa di carico si può manifestare in aree con elevata penetrazione di eolico, quando si ha un calo improvviso dell'intensità del vento, o di fotovoltaico, quando al tramonto alla riduzione della potenza fotovoltaica si va a sommare la crescita della domanda per illuminazione. Gli impianti di generazione dispacciabili, in particolare quelli termoelettrici, sono più efficienti quando operano a potenza costante e prossima alla nominale.

Una potenza prevedibile consente, all'operatore di rete, di ridurre la quantità di riserva da approvvigionare, riducendo così i relativi costi che il sistema deve sopportare.

I sistemi di accumulo utilizzati in questa applicazione sono in grado di svolgere

anche funzioni di supporto di tensione, gestione della domanda e riduzione delle perdite.

L'applicazione dell'accumulo di energia per l'inseguimento del carico (*load following*) è caratterizzata da una potenza prodotta o assorbita che cambia in risposta a una variazione dell'equilibrio tra generazione e carico con tempi generalmente tra le decine di secondi e i minuti. Il *load following* consente quindi di ridurre la variazione di potenza assorbita e di rendere più regolare l'utilizzo del sistema di generazione.

I sistemi di accumulo sono particolarmente adatti a questo tipo di applicazione poiché, oltre ai tempi di risposta molto rapidi, possono operare a carico parziale senza rilevanti variazioni nelle prestazioni. La durata complessiva di scarica giornaliera è tra 2 e 4 ore a cui corrisponde un servizio di *load following* che si può assumere pari a 4 e 8 ore rispettivamente. Il sistema di accumulo per *load following* si presta a essere utilizzato anche per funzioni di *time shift* e supporto di tensione.

1.1.3 I servizi ancillari di rete

La fornitura di servizi ancillari richiede sistemi di accumulo che abbiano capacità di erogare, in certi casi, la massima potenza con tempi inferiori al secondo e autonomie che possono andare da qualche secondo a qualche ora.

Regolazione della frequenza

In un sistema elettrico, in caso di squilibrio tra generazione e carico si verifica una variazione della frequenza di rete, ad esempio un aumento del carico provoca una riduzione della velocità di funzionamento dei generatori e, quindi, della frequenza di rete.

Per regolare la frequenza, si possono installare dei sistemi di accumulo che scaricano la loro energia quando il carico cresce e si ricaricano quando il carico diminuisce. Grazie alla loro risposta veloce, i sistemi di accumulo sono particolarmente adatti per questa applicazione, in quanto presentano una risposta rapida che è anche superiore a quella dei sistemi di generazione. Questo servizio è oggi fornito dai grandi impianti di taglia maggiore di 10 MW, ma in futuro con lo svi-

luppo delle reti attive si potrebbe vedere l'impiego di accumuli di piccola taglia per garantire la regolazione della frequenza in un'area della rete di distribuzione operante ad esempio in isola intenzionale.

Riserva pronta

Per garantire un funzionamento affidabile della rete elettrica è necessario prevedere una capacità di riserva che possa essere utilizzata qualora parte dei sistemi di generazione previsti si rendessero improvvisamente indisponibili. Poiché le centrali termoelettriche a ciclo Rankine richiedono ore per prendere carico e i turbogas circa mezz'ora, devono operare a potenze inferiori alla nominale per garantire una riserva pronta. I sistemi di accumulo di energia possono contribuire a costituire la riserva rapida, riducendo o eliminando la necessità di energia di riserva dagli impianti termoelettrici che possono così produrre a potenza nominale con maggiore efficienza. I sistemi di accumulo possono quindi sostituire le unità di generazione guaste e fornire potenza fino a quando il guasto non sia stato riparato o altre unità di generazione non siano pronte per produrre. Al momento la capacità di potenza richiesta al sistema di accumulo è dell'ordine di quella dell'impianto da sostituire che è generalmente maggiore di 10 MW, in futuro, con lo sviluppo delle reti attive, questi sistemi potrebbero essere inseriti nelle reti di distribuzione con taglie attorno al MW.

Supporto di tensione

Senza misure correttive, l'impedenza della rete provoca cadute di tensione lungo le linee, nella gestione del sistema elettrico è quindi importante mantenere adeguati livelli di tensione con la necessaria stabilità nei diversi nodi della rete. Per questo le unità di produzione devono fornire potenza reattiva per la regolazione primaria e secondaria di tensione.

Data l'impossibilità di trasmettere potenza reattiva su lunghe distanze, un'applicazione distribuita di sistemi di accumulo localizzati in prossimità dei centri di carico è un modo particolarmente efficace per dare il servizio di supporto di tensione.

Un sistema di accumulo può produrre potenza reattiva sia nella fase di carica sia

in quella di scarica ed erogare il servizio in pochi secondi, con durate che possono variare tipicamente tra alcuni minuti e un'ora, cioè il tempo necessario per stabilizzare la rete ed eventualmente ridurre il carico. L'impiego come supporto di tensione è generalmente limitato a qualche centinaio di ore in un anno; nei restanti periodi può essere allora utilizzato per funzioni di *time shift* o integrato con le fonti rinnovabili.

Qualità del servizio (Power Quality)

I problemi relativi alla qualità del servizio hanno assunto crescente importanza a seguito dell'impatto che alcuni fenomeni quali, ad esempio, buchi di tensione, sovratensioni, squilibri di tensione, flicker, hanno sui processi produttivi sensibili. Spesso, i dispositivi elettronici sensibili richiedono una relativamente elevata qualità della potenza. Nella Fig.1.2 sono indicate le sensibilità di vari dispositivi elettrici ai cali della tensione. Il corretto funzionamento degli apparecchi si raggiunge attraverso un approccio che tenga conto sia della sensibilità dei dispositivi e della griglia dei disturbi, perché la loro combinazione consente una stima delle interruzioni annuali del servizio richiesto. Come si può vedere in Fig.1.3, la maggior parte delle anomalie di rete sono concentrati in un intervallo di pochi secondi, anche se occasionali interruzioni di lunga durata richiederebbe un backup energetico più ampio. L'individuazione degli interventi per migliorare la qualità del servizio mediante la compensazione dei disturbi diviene uno strumento per garantire una qualità della fornitura elettrica "superiore" rispetto a quella normalmente offerta dalle reti di distribuzione. La compensazione può essere rivolta ai disturbi originati sia all'interno della rete di distribuzione, sia all'interno dell'utenza.

Oltre agli strumenti tradizionali a disposizione dei distributori, quali ad esempio gli investimenti volti al miglioramento della rete come il passaggio da linee aeree a linee in cavo, la modifica dello stato del neutro o l'impiego di limitatori della corrente di cortocircuito, un'ulteriore possibilità è offerta dai cosiddetti *Custom Power*, dispositivi innovativi basati sull'utilizzo dell'elettronica di potenza, installati in opportuni punti della rete e in grado di garantire agli utenti un'alimentazione di qualità superiore rispetto a quella del resto del sistema di distribuzione. Tale qualità "superiore" è ottenibile grazie alla capacità dei dispositivi *Custom Power*

CAPITOLO 1. INTRODUZIONE

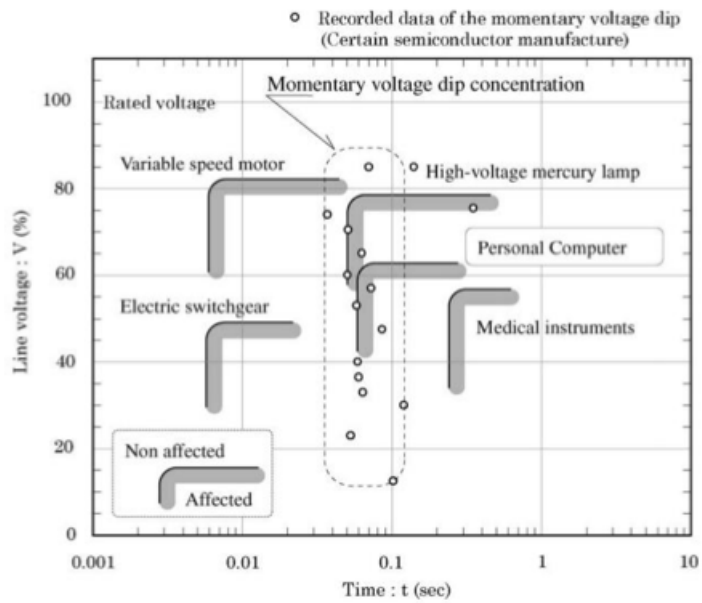


Figura 1.2: Aree affette di dispositivi elettrici dovuta ad un momentaneo calo della tensione.

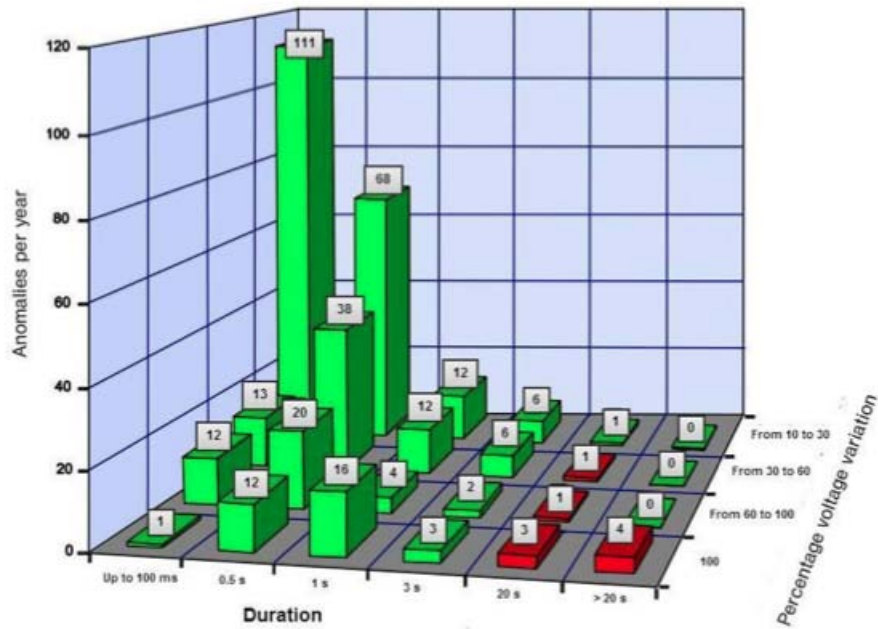


Figura 1.3: Statistica anomalie sulla rete europea a MT. Sorgente: UNIPEDE DISDI.

di compensare i disturbi di rete e/o di mitigare l'impatto in rete di eventuali carichi disturbanti.

L'impiego di tali dispositivi può essere previsto sia a livello di rete, a protezione di un "insieme" di utenti sensibili ai disturbi di rete, sia per un'applicazione degli impianti sensibili, a protezione di un carico specifico.

I dispositivi *Custom Power* sono basati su elettronica di potenza e su accumuli di energia, quali batterie, supercondensatori, volani e condensatori.

Per le applicazioni di *Power Quality* sono richiesti durate di scarica tipiche tra alcuni secondi e il minuto.

Capitolo 2

Accumulo dell'Energia ad Aria Compressa (CAES - Compressed Air Energy Storage)

CAES (Compressed Air Energy Storage) è un concetto di accumulo di energia ibrido che ha molti benefici potenziali soprattutto nelle zone con un incremento percentuale significativo dell'energia prodotto da fonti rinnovabili non programmabili. Il sistema è scalabile e funziona usando l'elettricità per comprimere aria, che di seguito viene immagazzinata in caverna sotto terra oppure in bombole ad alta pressione mentre il calore viene dissipato in dei scambiatori. I principali vantaggi del CAES è la capacità di accumulo di grandi potenze (50-300 MW), un avvio rapido (9 min avvio di emergenza, 12 min normale funzionamento), grande capacità energetica (2-50+ h), e relativamente un'alta efficienza (60-80%), ha però anche degli svantaggi, come trovare un sito idoneo, i tempi di costruzione piuttosto prolungati, e il costo iniziale relativamente alto.

In CAES, la potenza di picco o la potenza in eccesso è prelevata dalla rete a basso costo e viene usata per comprimere e stoccare l'aria in una caverna sottoterra. Quando è necessario, quest'aria compressa ad alta pressione viene poi rilasciata, pre-riscaldata in un recuperatore e fatta espandere in una turbina a gas per la produzione di energia elettrica durante la domanda di picco (Fig.2.1). Nei sistemi esistenti l'aria è mischiata con il gas naturale del sistema di generazio-



Figura 2.1: Componenti di un sistema CAES sotto terra.

ne. L'energia persa durante l'accumulo è il risultato del calore perso durante la compressione.

L'efficienza di un sistema CAES può essere descritta dai seguenti termini: il rapporto di energia ed il tasso di calore. Il rapporto di energia, ER , è definito come:

$$ER = \frac{E_{gen}}{E_{comp}} \quad (2.1)$$

dove E_{gen} è l'energia generata; e E_{comp} è l'energia consumata dal compressore.

Il tasso di calore, HR , è la quantità di gas consumato per unità di energia generata. L'efficienza di un sistema a gas è data dalla relazione:

$$E_{ff} = \frac{1}{ER + HR} \quad (2.2)$$

La relazione si riferisce all'efficienza dell'intero sistema.

Ci sono diversi sistemi CAES che si differenziano tecnologicamente princi-

palmente dalla presenza o no del recuperatore.

Il primo sistema CAES in commercio, di tipo convenzionale, è stato costruito a Huntorf, Germania nel 1978. Il sistema è composto sia dai componenti per la compressione che per la generazione (Fig.2.2). L'elettricità in eccesso durante le ore di

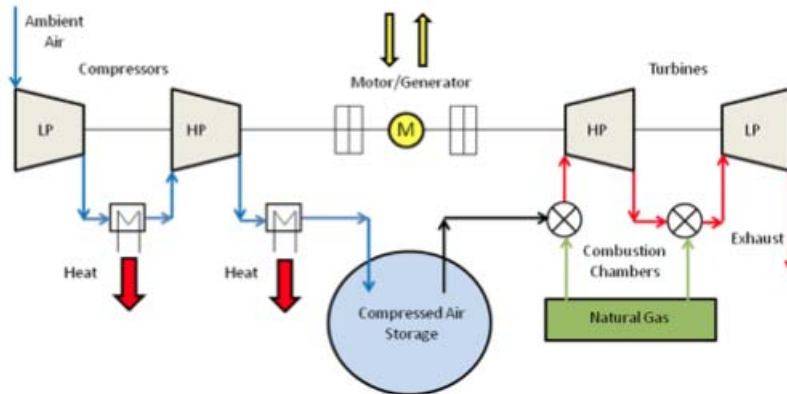


Figura 2.2: Lo schema del sistema CAES di Huntorf (Germania).

basso carico viene usata per pilotare un compressore a 2 stadi con intercooler. Dopo la compressione, l'aria compressa (40-70 bar) è portata in un post-refrigeratore prima che venga immagazzinata in un serbatoio di stoccaggio sotterraneo. Nelle ore di punta, una camera di combustione è impiegata per preriscaldare l'aria compressa e, di conseguenza, ottenere una maggiore potenza durante il processo di espansione. Nei sistemi moderni (ad esempio CAES sviluppato in USA in Alabama), viene usato anche un recuperatore per preriscaldare l'aria compressa immagazzinata prima che entri nella camera di combustione. Tuttavia, uno svantaggio significativo di questa configurazione è la grande dimensione del recuperatore, che comporta un aumento dei costi di investimento dell'impianto. L'efficienza di questo impianto si aggira intorno al 54%, maggiore rispetto al sistema CAES di Huntorf che ha un'efficienza di circa 48-50%.

Riferendosi ai componenti di un sistema CAES: l'aria in ingresso viene compressa mediante compressori assiali con un rapporto di compressione di circa 20 e una portata di 1.4 Mm³/h o compressori radiali con portate fino a 100'000 m³/h ed in grado di aumentare la pressione fino a 1000 bar. Allo stato attuale della tecnica, la compressione dell'aria avviene in due stadi con raffreddamento intermedio, con temperature che vanno da 40 a 200°C.

CAPITOLO 2. CAES

Parametri	Huntorf (Germania)	McIntosh AL (USA)
Anno di costruzione	1978	1991
Investimento (2002 dollari USA)	\$ 116 milioni (\$400/kWe)	\$ 45.1 milioni (\$410/kWe)
Applicazioni	(1) Peak Shaving (2) Spinning reserve (3) VAR support	(1) Arbitrage (2) Peak Shaving (3) Spinning reserve
Potenza		
Turbina	290 MW (2h)	110 MW (26h)
Compressore	62 MW (12h)	53 MW (41h)
Ratio Compressione/Generazione	4	1.6
Numero caverne	2	1
Geologia	Salina	Salina
Volume Caverne	310'000 m ³	560'000 m ³
Portata di massa		
Turbina	417 kg/s	157 kg/s
Compressore	108 kg/s	94 Kg/s
Pressione aria in caverna		
Scarica (min)	50 bar	46 bar
Carica (max)	70 bar	74 bar
Turbina Alta Pressione		
Pressione aria in ingresso	43 bar	44 bar
Temperatura aria in ingresso	550°C	540°C
Turbina Bassa Pressione		
Pressione aria in ingresso	12 bar	16 bar
Temperatura aria in ingresso	830°C	870°C
Combustibile	Gas	Gas/Petrolio
Recuperatore	No	Si
Tasso di Calore	5'800 kJ/kWh	4'300 kJ/kWh
Efficienza globale	42%	54%
Power Requirement	0.82 kW _{in} /kW _{out}	0.75 kW _{in} /kW _{out}
Normal Start [min]	8	da 10 a 12

Tabella 2.1: Confronto impianti CAES esistenti.

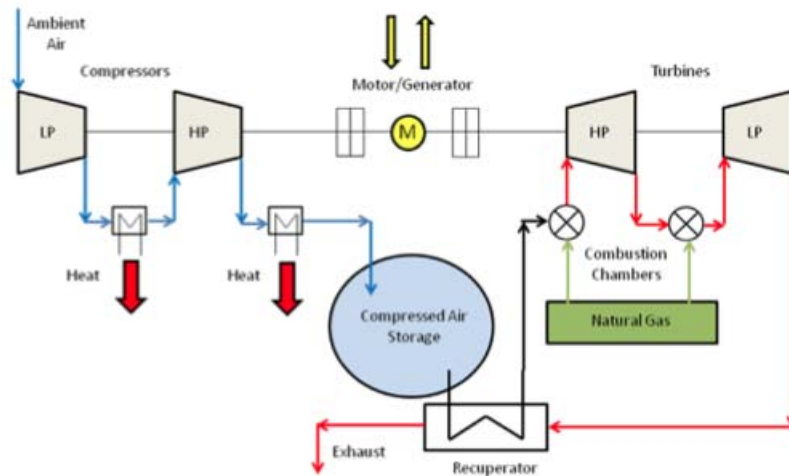


Figura 2.3: Lo schema del sistema CAES di Alabama (USA).

La miscela aria-carburante ad alta pressione si espande in turbine ad aria con rapporti di pressione fino a 22 e con una temperatura massima in ingresso di 1230°C . Studi comparativi hanno dimostrato che la scelta migliore per il processo di espansione di un sistema CAES è l'uso di una turbina costituita da due parti: una turbina ad aria per le basse pressioni e una turbina a vapore per le alte pressioni.

L'aria compressa viene conservata a temperatura ambiente vicino alle condizioni che permettono una maggiore densità del fluido immagazzinato e una ridotta dimensione del serbatoio di stoccaggio. Più comunemente utilizzati per lo stoccaggio dell'aria compressa sono le falde acquifere, le caverne sotterranee costituite da roccia di alta qualità, grotte di stoccaggio del gas naturale esaurite e cupole saline con un volume da $300'000$ a $600'000 \text{ m}^3$.

Un'alternativa fattibile sono anche i serbatoi ad alta pressione (20-100 bar) interrati.

Il terzo tipo di sistema CAES ('adiabatico'), in fase di studio, non necessita del gas nel processo di generazione. Il sistema immagazzina il calore durante il processo di compressione, per riutilizzare durante il processo di generazione per riscaldare l'aria compressa. Si studia principalmente il sistema di immagazzinamento del calore tramite sali fusi. Nella Fig.2.4 è indicato lo schema di principio. Dato il sistema CAES adiabatico non ha una turbina a gas, l'efficienza del sistema è direttamente legata all'efficienza del sistema di accumulo. Si prevede di raggiungere

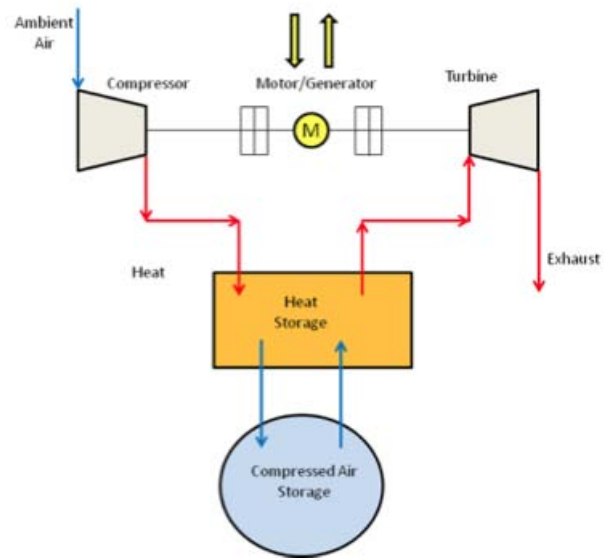


Figura 2.4: Lo schema del sistema CAES adiabatico.

un'efficienza complessiva di 70%.

Uno dei benefici di questo sistema è la riduzione delle emissioni di gas serra, dato che non c'è nessun consumo di combustibile.

Capitolo 3

Accumulo dell'Energia ad Aria Compressa Oceanica (OCAES - Ocean Compressed Air Energy Storage) o sott'acqua

Il sistema OCAES (Ocean Compressed Air Energy Storage) è un nuovo sistema di accumulo dell'energia in fase di ricerca, si presta bene nell'utilizzo in abbinamento ad impianti eolici di tipo offshore, correnti oceaniche, moto ondoso, maree, permette di ridurre i costi degli impianti di generazione.

Questo sistema è promettente perché è scalabile e permette di avere zero emissioni di gas ad effetto serra. L'installazione del contenitore di stoccaggio dell'aria compressa sul fondale permette non solo di ovviare ai problemi di sicurezza ed ai problemi ambientali, ma ha anche il vantaggio di sfruttare la pressione idrostatica sul fondale oceanico, e quindi non necessita di caverne. Il contenitore installato sul fondale, può essere di tipo aperto verso il basso, un pallone flessibile (Fig.3.2,3.3) oppure un contenitore chiuso fatto di acciaio o altro materiale (Fig.3.4). Dato che l'acqua provvede alla pressione, materiali rigidi come l'acciaio e la roccia non sono necessari per contenere l'aria compressa e palloni flessibili possono essere usati. Tuttavia, per tenere sotto controllo il galleggiamento, devono essere usati polimeri aerospaziali per rinforzare i palloni e tenuti sul posto da

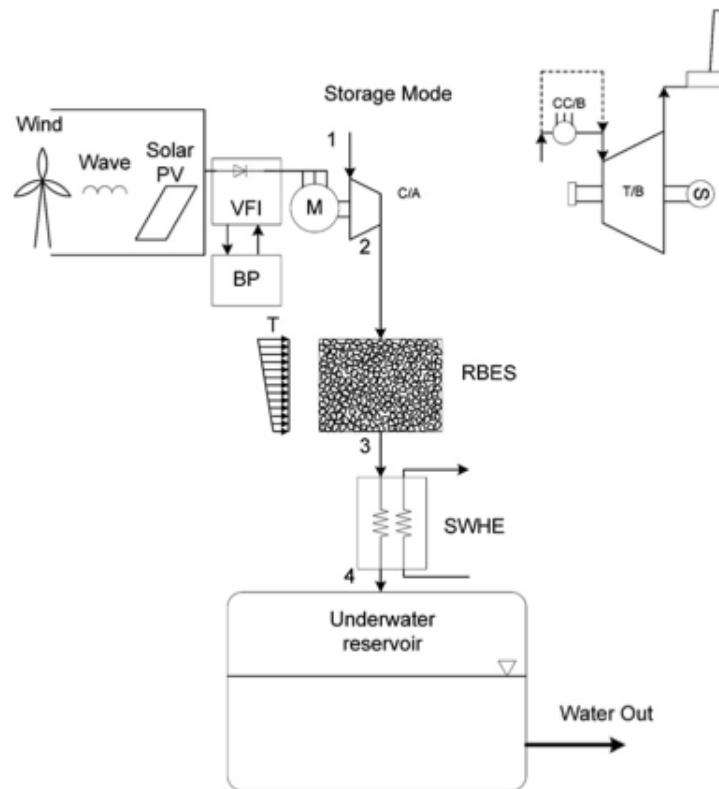


Figura 3.1: Schema di un Sistema OCAES.

un adeguato sistema di ancoraggio. L'aria compressa viene pompata sott'acqua in profondità e grazie alla pressione idrostatica l'aria compressa viene mantenuta a pressione costante.

Il galleggiamento è il problema principale quando un contenitore sott'acqua viene riempito con aria compressa. La forza di galleggiamento dovuta alla presenza di aria compressa è calcolata con la relazione

$$F_g = (\rho_{acqua} - \rho_{aria}) \cdot V_{contenitore} \cdot g \quad (3.1)$$

Senza un sistema di ancoraggio o ormeggio, il volume minimo di acciaio ($\rho \sim 8'000 \text{ kg/m}^3$) di zavorra necessario per cancellare la forza di galleggiamento di un contenitore pieno di aria compressa alla profondità di 600 m è il 13.5% del volume dell'aria compressa. Il volume di calcestruzzo ($\rho \sim 2'400 \text{ kg/m}^3$) di zavorra può essere stimato intorno a 68.5% del volume d'aria. In più, sistemi di zavorra supplementare o di ancoraggio/ormeggio possono essere necessari per contrastare alle forze orizzontali indotte da correnti marine e/o condizioni geologiche non prevedibili. Nei sistemi CAES esistenti, l'aria compressa passa da 70 a 45 bar a monte delle turbine, e, si cerca di mantenerla il più possibile costante a causa del loro design. L'aggiustamento della pressione dell'aria non è necessario nel sistema OCAES, dato che il sistema è più efficiente ad estrarre l'energia dall'aria compressa ad alta pressione. Assumendo che l'aria si espande isotermicamente, la densità energetica dell'aria compressa è descritta dalla relazione:

$$\begin{aligned} \frac{\text{Lavoro isotermico}}{\text{Volume contenitore}} &= p_{iniziale} \cdot V_{iniziale} \cdot \ln\left(\frac{p_{th}}{p_{atm}}\right) \cdot \frac{1}{V_{contenitore}} \\ &= m_{aria} \cdot R_{aria} \cdot T \cdot \ln\left(\frac{p_{th}}{p_{atm}}\right) \cdot \frac{1}{V_{contenitore}} \quad (3.2) \\ &= (p_1 V - p_2 V) \cdot \ln\left(\frac{p_{th}}{p_{atm}}\right) \cdot \frac{1}{V_{contenitore}} \end{aligned}$$

dove R_{aria} è la costante specifica del gas aria, $p_{iniziale}$ e $V_{iniziale}$ sono la pressione e il volume dell'aria che produce lavoro, p_{th} è la pressione dell'aria dopo l'espansione, e T è la temperatura dell'ambiente.

Il grande vantaggio del sistema OCAES è la possibilità di usare volumi piccoli



(a) Ultra High Performance Vessel.



(b) Ultra High Performance Vessel - visione dal basso.

Figura 3.2: Prototipo di un pallone per contenere aria compressa della Thin Red Line Aerospace Ltd.



Figura 3.3: Pallone per lo stoccaggio di aria compressa della Thin Red Line Aerospace Ltd.

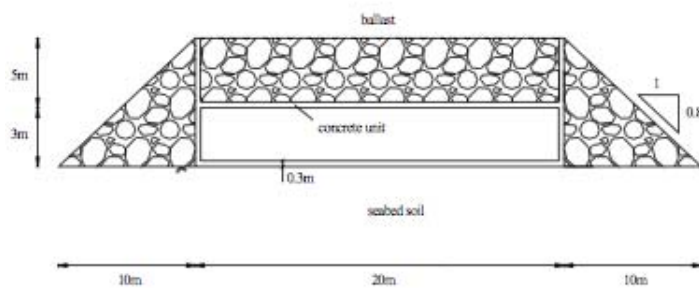


Figura 3.4: Un disegno concettuale di un contenitore di stoccaggio dell'aria di un sistema OCAES del dipartimento di CCEE a NCSU.

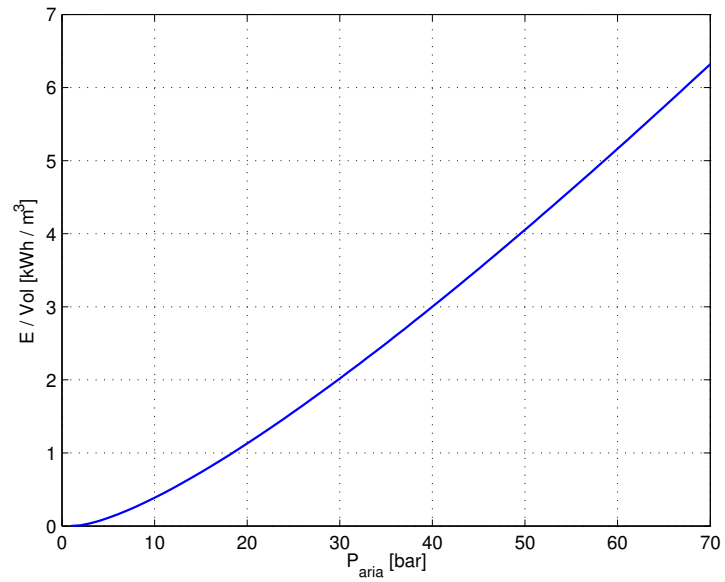


Figura 3.5: Energia estraibile per unità di volume attraverso un'espansione isoterma a T_0 e $p_{th} = p_{ambiente}$.



Figura 3.6: Esempio di un impianto di tipo offshore: Rendering Eolico offshore Galleggiante.

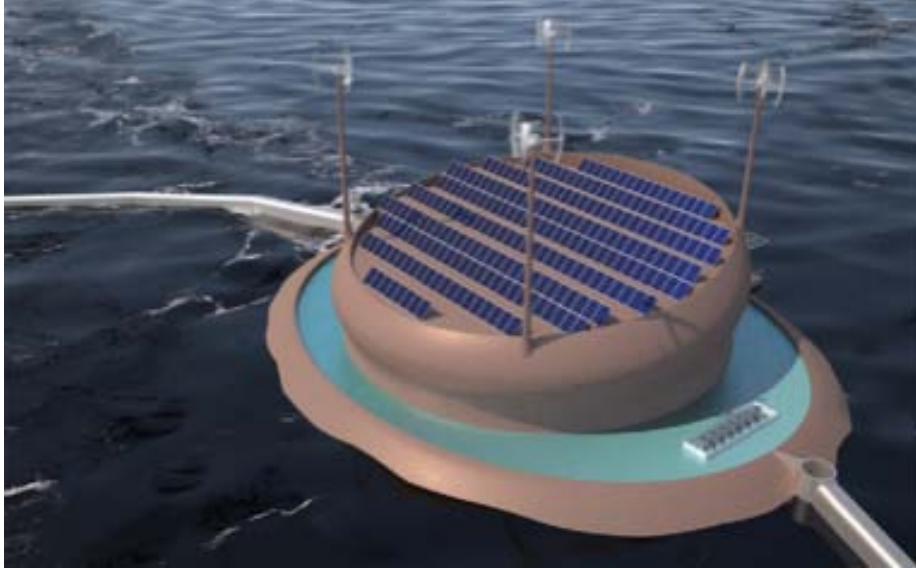


Figura 3.7: Esempio di più impianti di tipo offshore: Rendering Piattaforma Offshore Galleggiante (Dipartimento di Energetica - Università di Firenze).

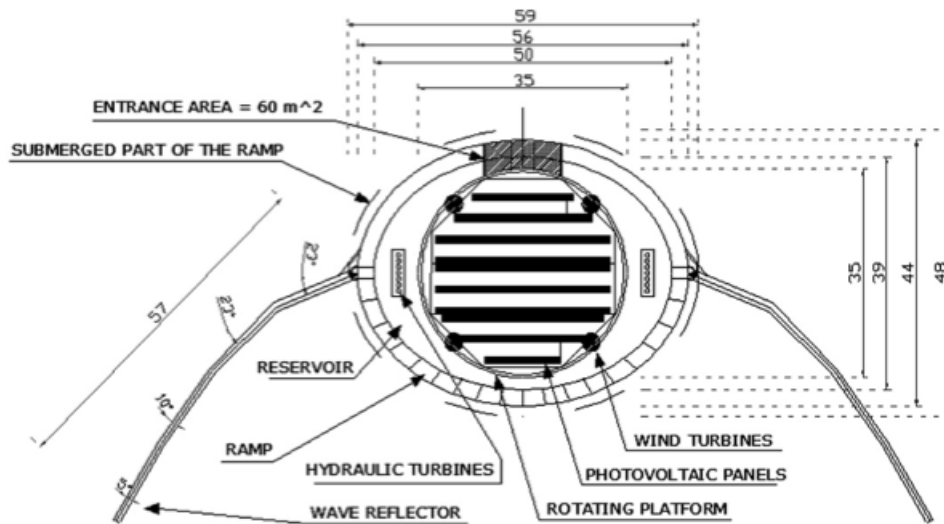


Figura 3.8: Esempio di più impianti di tipo offshore: Piattaforma Offshore Galleggiante (Dipartimento di Energetica - Università di Firenze).

Azienda	Stato Commerciale		Autorizzazione		Ubicazione		Capital Cost	Annual O&M Cost	Anni di vita	Tempo di costruzione [Mesi]	Progetti
							\$/kW	\$/kWh			
						In funzione della profondità (m):					In fase di test del hardware. Ricerca di progetti dimostrativi, ancora nessun impianto installato.
Bright Earth	●	○	●	200 - 750	●	30m: \$40/kWh	○	20+	6		
						100m: \$5/kWh					
						500m: \$1/kWh					
Brayton Energy	●	○	○	1000 - 2000	○	100 - 200	TBD	30	TBD		Impianto pilota previsto per il 2014. Isole di Shoal, Marine Lab a UNH.
Exquadrum	○	○	○	N/D	N/D	N/D	N/D	>30	TBD		In fase di studio ingegneristico.

Caratteristiche: ● = Favorevole; ○ = Medio; x = Non favorevole; N/D = Non Disponibile.

Tabella 3.1: CAES sott'acqua - Business Assessment.

Azienda	Potenza [MW]		Energia [MWh]		Efficienza [%]	Ramp Rate [MW/sec]
	Bassa	Alta	Bassa	Alta		
Bright Earth	0.5	1000+	2	10'000+	82	15%/sec
Brayton Energy	1	100	10	1000	~95	0-Ptotale in <20 sec
Exquadrum	Scalabile. Tecnologia OCAES per ogni livello di potenza.				N/D	N/D

N/D = Non Disponibile.

Tabella 3.2: Caratteristiche di CAES sott'acqua

per immagazzinare l'aria rispetto ad una caverna sotterranea. Il volume fisso di una caverna sotterranea deve funzionare in un ampio range di pressioni (da 45 a 70 bar), mentre un contenitore sott'acqua del sistema OCAES è sempre alla pressione idrostatica in funzione della profondità. In più, le caverne sotterranee richiedono di mantenere un certo protocollo per differenti range di pressioni per prevenire rotture e/o collasso in funzione della profondità. Invece il sistema OCAES non ha questi problemi, per virtù della pressione idrostatica alla profondità in cui viene installato il contenitore per l'aria compressa. Generalmente la maggior densità energetica di differenti fonti come il vento, le maree, le onde e diverse fonti intermittenti di tipo offshore possono essere gestite dal sistema OCAES.

3.1 OCAES adiabatico con TES

Un sistema OCAES adiabatico con accumulo di energia termica (TES - Thermal Energy Storage) è stato pensato per aumentare l'efficienza generale in quale il calore viene estratto nel processo di compressione e usato per preriscaldare l'aria compressa prima che vada nella turbina-generatore per produrre energia elettrica quando necessario. Il TES è stato studiato inizialmente per impianti di tipo solare, ma si potrebbe usare in combinazione con un sistema OCAES (Fig.3.9). Data la necessità spazi grandi per un sistema TES sarà una sfida farla incorporare

CAPITOLO 3. OCAES

con un sistema OCAES su un'area limitata di una piattaforma offshore. Il sistema OCAES può essere localizzato vicino alle sorgenti di energia rinnovabile. Sulla piattaforma galleggiante, sono installati sia i compressori che le turbine, ed il sistema TES insieme al sistema OCAES provvedono all'accumulo e all'erogazione dell'energia termica e di pressione. Il contenitore di aria compressa è ancorato a grande profondità sul fondale marino per i benefici della pressione idrostatica costante. Un cavo sottomarino è collegato dal sistema di accumulo con il compressore per generare aria compressa e dalla turbina alla rete elettrica. Un tubo per l'aria (pipeline) è collegato col contenitore sul fondale e con la piattaforma per pompare aria compressa o espandere l'aria nella turbina.

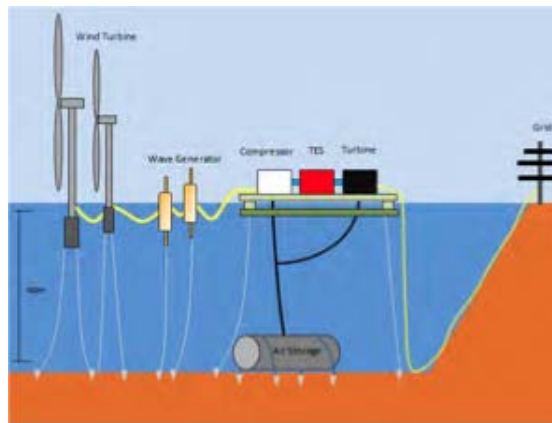


Figura 3.9: OCAES con TES.

Questo tipo di sistema OCAES può superare il 70% di efficienza, è stato oggetto di studio dell'Unione Europea col progetto AA-CAES per cinque anni. E' basato sull'analisi di un modello avanzato di un CAES di tipo adiabatico studiato da AA-CAES, RWE, General Electric, Zublin AG e Centro Aerospaziale Tedesco (DLR). Il sistema si basa sul modello di CAES di McIntosh e sistemi TES. La struttura semplificata del modello comprende 3 stadi di compressione, accumulo di energia termica, un contenitore d'aria e 3 stadi di espansione come indicato in Fig.3.10.

Nella Tabella.3.3 sono presentati i parametri fondamentali del sistema.

La portata di massa ed il tempo di funzionamento sono stati aggiustati dallo schema del sistema CAES di McIntosh. Due materiali possibili sono stati selezionati per l'accumulo del calore, calcestruzzo ad alta temperatura e sale fuso,

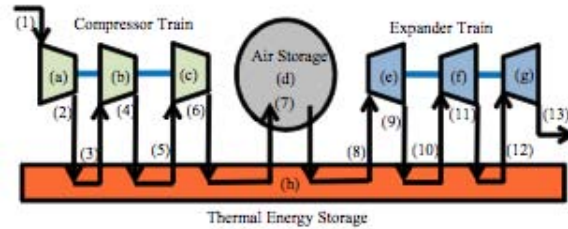


Figura 3.10: Schema di un sistema CAES adiabatico con TES.

	Unità di misura	Parametri
Accumulo aria		
- Profondità installazione	m	600
Compressori		
- Portata di massa	kg/s	75
- Tempo di funzionamento	ore	20
- Configurazione		Assiale, centrifugo, centrifugo
- Pressioni	bar	1 - 7 - 21 - 63
- Efficienza politropica		0.91; 0.84; 0.84
Turbine		
- Portata di massa	kg/s	150
- Tempo di funzionamento	ore	10
- Configurazione		Alta, media, bassa
- Pressioni	bar	60 - 15 - 5 - 1
- Efficienza politropica		0.8; 0.8; 0.8
TES (Caso 1)		
- Calore specifico	kJ/kg·K	0.91
- Densità	kg/m ³	2'700
TES (Caso 2)		
- Calore specifico	kJ/kg·K	1.56
- Densità	kg/m ³	1'680

Tabella 3.3: Parametri modello di un sistema OCAES

CAPITOLO 3. OCAES

	Pressione	Temperatura		Potenza	Indice politropico
1	0.1 MPa	293 K	(a)	18.9 MW	1.4577
2	0.7 MPa	539.8 K	(b)	10.1 MW	1.5155
3	0.7 MPa	293 K	(c)	10.7 MW	1.5155
4	2.1 MPa	425.7 K	Totale	39.7 MW	n/a
5	2.1 MPa	293 K	(e)	21.9 MW	1.296
6	6.3 MPa	425.7 K	(f)	18.0 MW	1.296
7	6.3 MPa	293 K	(g)	19.6 MW	1.296
8	6.0 MPa	430 K	Totale	52.5 MW	n/a
9	1.5 MPa	313.2 K		Volume	Massa
10	1.5 MPa	430 K	(d)	75'682 m ³	n/a
11	0.5 MPa	334.5 K	(h _{malta})	5'046.8 m ³	1.4e7 kg
12	0.5 MPa	430 K	(h _{sale})	4'731.36 m ³	7.9e6 kg
13	0.1 MPa	301.0 K			

Tabella 3.4: Risultati di un'analisi termodinamica di un CAES adiabatico.

selezionati sulla base dei range di temperatura adatti, e considerazioni economiche. Assumendo che il modello del sistema è a regime durante l'operazione, la potenza degli entrambi il compressore e la turbina può essere espressa come,

$$\begin{aligned}\dot{L} &= \sum_{i=1}^3 (h_{i,out} - h_{i,in}) \\ &= \sum_{i=1}^3 [C_{p,i_medio} \cdot (T_{i,out} - T_{i,in})]\end{aligned}\quad (3.3)$$

dove $h_{i,out}$, $h_{i,in}$ sono l'entalpia all'uscita e all'ingresso dello stadio i -esimo, e C_{p,i_medio} è il calore specifico medio dello stadio i -esimo.

Le temperature finali in ogni sezione possono essere calcolate attraverso l'equazione del processo adiabatico

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\quad (3.4)$$

dove n è l'indice politropico che è dato tra i dati dell'impianto di McIntosh. In questo modello, è stato assunto, che i sistemi TES, che comprendono anche gli scambiatori di calore, recuperano intorno al 60% del calore totale della compressione dell'aria prima di essere trasmesso verso gli stadi di espansione. I risultati sono indicati nella Tabella.3.4.

L'efficienza complessiva del modello semplificato è 65,9% senza usare una sorgente di calore esterna. Usando compressori e turbine aggiornate l'efficienza totale dovrebbe incrementare. Anche se il sistema TES a sali fusi ha un'efficienza intorno a 97% o 97.7%, sono necessari nuovi tipi di scambiatori e serpentine di calore. La temperatura massima dell'energia termica dipende dalla temperatura in uscita dal compressore. E' consigliato incrementare la temperatura in uscita dal compressore in modo da fornire energia termica ad alta temperatura all'aria compressa. Per quanto riguarda le dimensioni di TES, le sue dimensioni sono di importanza critica per un sistema OCAES adiabatico su piattaforma galleggiante.

3.2 OCAES isotermico

Recentemente, sono stati sviluppati vari sistemi di compressione ed espansione isoterma per sistemi CAES da diverse aziende come General Compression, Sustain X e LightSail Energy. La compressione isoterma permette all'aria di essere compressa senza l'incremento della temperatura, cioè rappresenta il minimo lavoro necessario per il processo di compressione. Incrementando il trasferimento di calore tra l'aria e l'ambiente 'accumulatore infinito di calore' durante la compressione e l'espansione, non sono necessari sistemi TES, combustori o una serie di intercooler. Sono state fatte diverse proposte per un sistema isotermico:

- iniezione d'acqua;
- compressore per l'aria di tipo idraulico;
- compressore più liquido;
- pistone liquido (Fig.3.11);
- ecc.

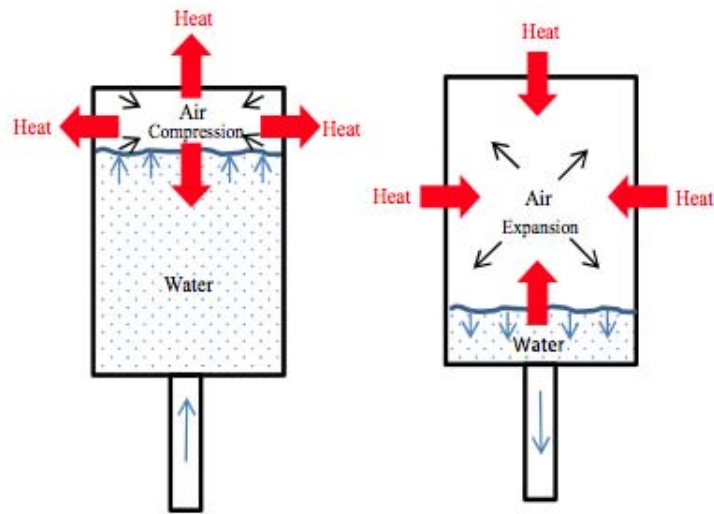


Figura 3.11: Processo di compressione/espansione in un pistone liquido.

Alcuni impianti dimostrativi sono in fase di costruzione per dimostrare la fattibilità per un sistema di dimensioni utili. Sebbene l'efficienza complessiva di un sistema CAES isotermico si afferma che si aggiri attorno a 90%, non ci sono macchine industriali che arrivano a questi livelli di efficienza. La principale sfida per un processo quasi-isotermico è che il processo è molto lento e richiede alti coefficienti di trasmissione del calore.

3.2.1 Analisi

I sistemi OCAES sono caratterizzati dalla necessità di comprimere ed espandere grandi volumi di gas in tempi brevissimi. Per analizzare il trasferimento di calore durante i cicli compressione ed espansione, l'analisi di tipo adiabatica o politropica è più adeguata dell'analisi isoterma perché praticamente è molto difficile rimuovere ed aggiungere calore in modo da mantenere la temperatura costante. Comunque, nei cicli adiabatici, è necessario un lavoro maggiore per comprimere l'aria per raggiungere un rapporto di compressione desiderabile, e meno lavoro viene estratto per generare elettricità dal volume di accumulo fissato. Perciò, è molto importante fare un'analisi e una modellizzazione accurata di tali processi, per avere un trasferimento di calore quasi-isotermico ad alta efficienza. Per deter-

minare l'energia accumulata durante la compressione, il lavoro fatto durante un processo adiabatico può essere calcolato come

$$pV^\gamma = p_2V_2^\gamma = \text{cost.} \quad (3.5)$$

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV = \int_{V_1}^{V_2} p_2 \left(\frac{V_2}{V} \right)^\gamma dV \quad (3.6)$$

dove V_1 e V_2 sono i volumi del primo e l'ultimo stadio. p_1 e p_2 sono le pressioni del primo e secondo stadio. γ è il rapporto specifico di calore. Dopo l'integrazione, il lavoro può essere espresso in termini di V_2 .

$$L = \frac{p_2V_2^\gamma}{1-\gamma} \left(\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1-\gamma} - 1 \right) = \frac{p_2V_2^\gamma}{1-\gamma} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.7)$$

Se conosco p_1 , p_2 e γ , l'energia richiesta per comprimere l'aria in un contenitore di certe dimensioni può essere calcolata. Il lavoro fatto durante il processo isotermico può essere calcolata anche con

$$L = p_2V_2 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (3.8)$$

per le fasi di compressione ed espansione. p_1 è la pressione ambiente (1 atm=101'325 Pascal) e p_2 è la pressione desiderata a 60 bar. Con $\gamma = 1.4$, nella Fig.3.12 vedo che a parità di volume posso stoccare più energia attraverso una compressione isoterma, anziché adiabatica, invece nella Fig.3.13 si vede si può estrarre più energia attraverso un'espansione isoterma. La differenza del lavoro speso nella compressione adiabatica e nella compressione isoterma è rappresentata dall'area tratteggiata nella Fig.3.17. Uno scambio termico tanto intenso durante la compressione (in genere assai rapida) in modo da mantenere la temperatura costante, non è possibile. Al più si ottiene una trasformazione intermedia fra l'adiabatica e l'isoterma, come indicato nelle Fig.(3.12, 3.13, 3.16).

Quando il rapporto delle pressioni è elevato, come nel nostro caso, si ricorre a più compressioni in serie con raffreddamento intermedio in appositi scambiatori di calore (Fig.3.18). In Fig.3.18 il gas è compresso adiabaticamente (AB) da pressione p_1 a pressione p_i , indi è raffreddato a pressione costante (BC) fino a

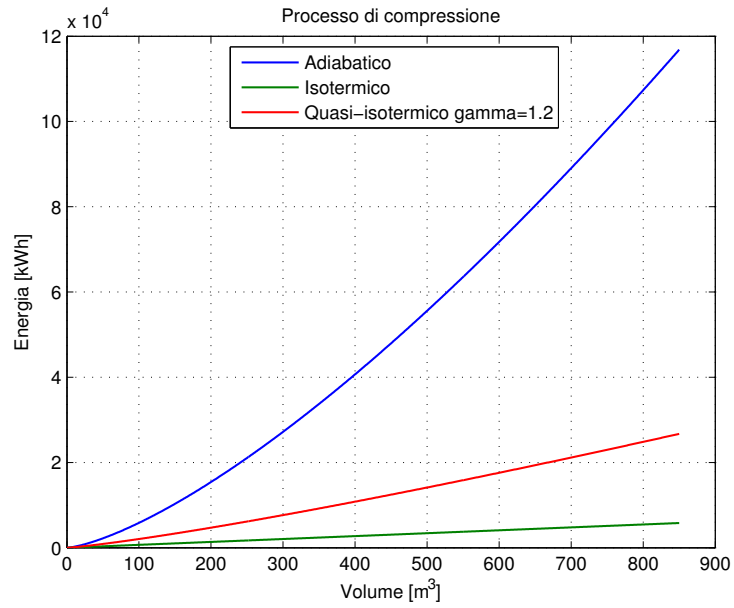


Figura 3.12: Relazione tra energia e volume di stoccaggio per il processo di compressione.

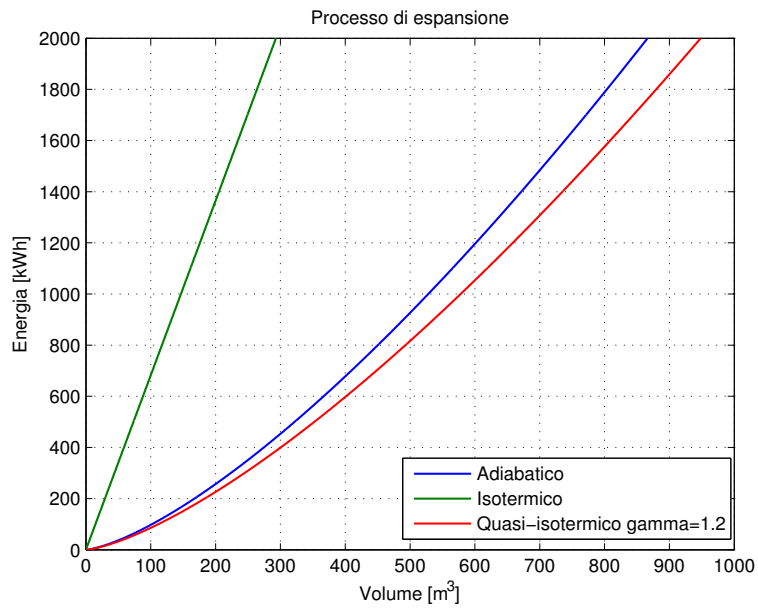


Figura 3.13: Relazione tra energia e volume di stoccaggio per il processo di espansione.

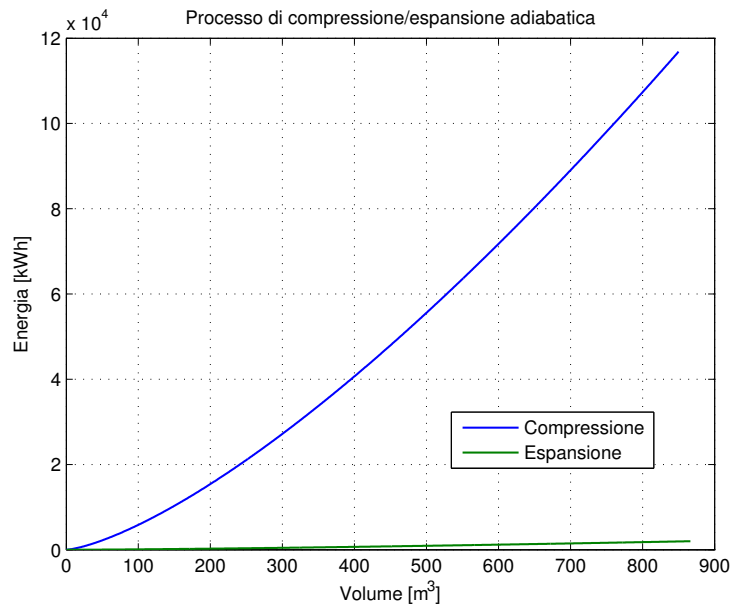


Figura 3.14: Relazione tra energia e volume di stoccaggio per i processi di compressione/espansione adiabatica.

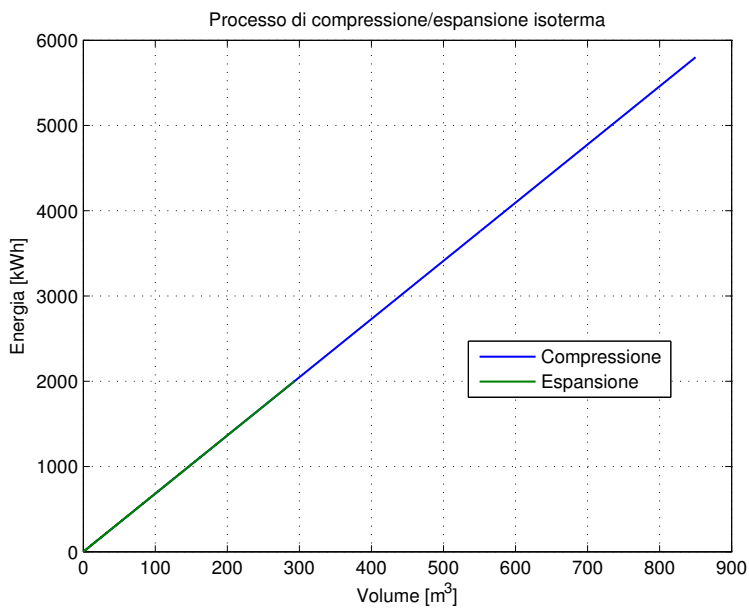


Figura 3.15: Relazione tra energia e volume di stoccaggio per i processi di compressione/espansione isoterma.

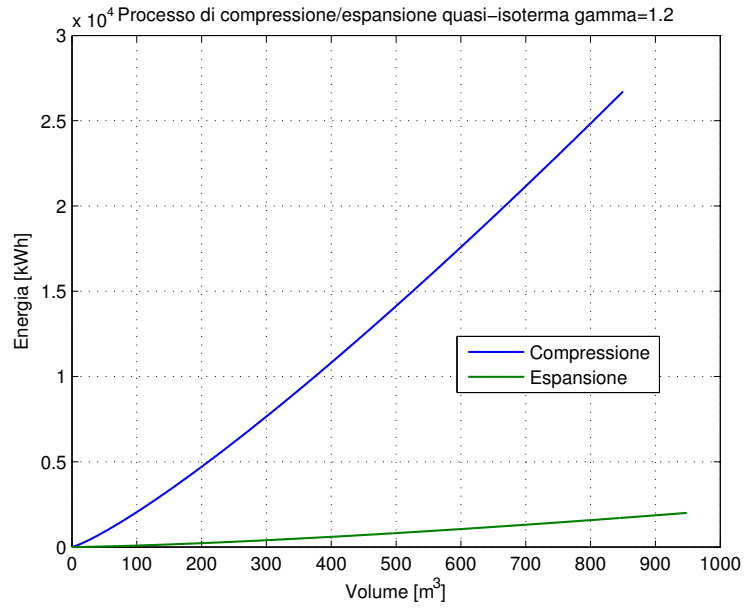


Figura 3.16: Relazione tra energia e volume di stoccaggio per i processi di compressione/espansione quasi-isoterma.

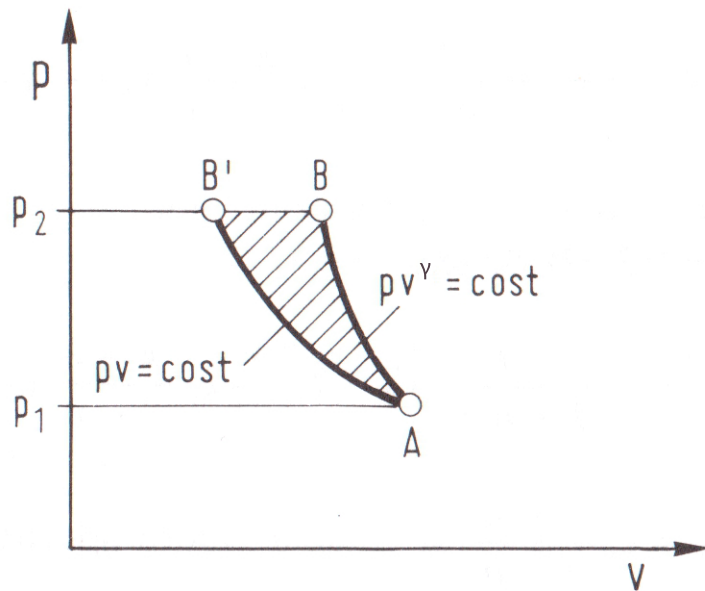


Figura 3.17: Differenza di lavoro speso nella compressione adiabatica e nella compressione isoterma.

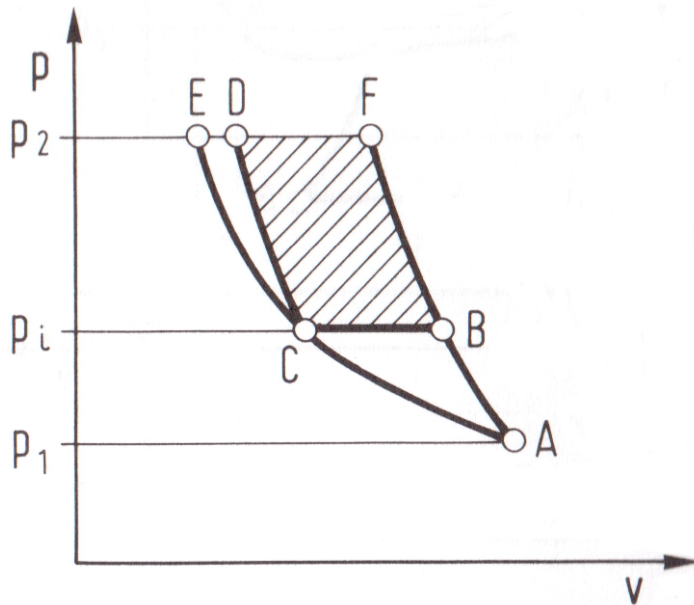


Figura 3.18: Risparmio di lavoro nella doppia compressione in serie.

riportarlo a temperatura iniziale (ACE è un'isoterma). Successivamente il gas è compresso adiabaticamente (CD) da pressione p_i a pressione p_2 .

L'area tratteggiata è proporzionale al lavoro risparmiato rispetto al caso di compressione singola.

Il lavoro delle due compressioni in serie è:

$$L = L_1 + L_2 = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_A V_A \left(1 - \left(\frac{p_i}{p_1} \right) \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_C V_C \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_i} \right) \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.9)$$

Notando che $p_A V_A = p_C V_C$ si può calcolare il minimo di questo lavoro in funzione di p_i . Si trova

$$p_i = \sqrt{p_1 p_2} \quad (3.10)$$

Nella Fig.3.11 è indicato schematicamente il processo di compressione ed espansione in un pistone liquido. Il pistone è inizialmente pieno con acqua ed aria. Durante la compressione, l'acqua non comprimibile comprime l'aria nel pistone.

Il calore generato durante la compressione dell'aria è rapidamente assorbito dall'acqua e dalla parete del pistone. Se fatto isotermicamente, la velocità di trasmissione del calore è talmente rapida che la temperatura rimane costante. Durante l'espansione, l'aria che si espande spinge l'acqua fuori dal pistone. Se fatto isotermicamente, la velocità di trasmissione del calore nella direzione opposta è talmente rapida che la temperatura rimane inalterata. Il trasferimento del calore è massimizzato incrementando il coefficiente di trasmissione del calore e l'area di scambio:

$$\dot{q} = -hA(T_m - T_s) \quad (3.11)$$

dove h è il coefficiente di trasmissione del calore, A è la superficie di scambio, T_m è la temperatura media del gas e T_s è la temperatura dell'area di scambio. Il segno meno nell'equazione (3.11) indica che il calore viene trasferito dall'aria alla superficie del pistone. Può essere espresso anche come

$$\frac{\Delta T_m}{\Delta t} = -\frac{hA}{mC_p}(T_m - T_s) \quad (3.12)$$

dove m è la massa del gas, e C_p è il calore specifico del gas. Dall'equazione (3.12), può essere calcolata la variazione della temperatura media dell'aria dovuta al trasferimento del calore. Per avere un elevato trasferimento del calore bisogna che il prodotto tra il coefficiente di trasmissione del calore e la superficie sia alto. Comunque, entrambi non sono costanti perché la temperatura e la superficie di contatto variano quando l'aria viene compressa ed espansa. Questa variazione è ulteriormente aggravata dalla dipendenza locale. Il coefficiente di trasmissione di calore può essere determinato con la relazione

$$h = \frac{\text{Nu} \cdot k}{\delta} \quad (3.13)$$

dove Nu è il numero di Nusselt, k è la conduttività termica e δ è la lunghezza caratteristica, che è il diametro del pistone. Il numero di Nusselt può essere calcolato conoscendo il numero di Reynolds Re e di Prandtl Pr (≈ 0.7 per l'aria)

$$\text{Nu} = \alpha \text{Re}^m \text{Pr}^n \quad (3.14)$$

dove α , m e n sono delle costanti, per il regime laminare valgono rispettivamente 0.664, 0.5 e 0.34, per il regime turbolento 0.023, 0.8 e 0.3. Il numero di Reynolds vale

$$\text{Re} = \frac{\dot{x}_m \delta}{\nu} \quad (3.15)$$

dove \dot{x}_m è la velocità media del gas e ν è la viscosità cinematica. La viscosità cinematica varia con la temperatura secondo l'equazione di Sutherland

$$\nu = \frac{\mu_0 T_0 + C}{\rho T + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (3.16)$$

dove μ_0 è la viscosità dinamica, ρ è la densità, T_0 è la temperatura di riferimento, T è la temperatura del gas e C è la costante di Sutherland (=120 K per l'aria). Perciò il coefficiente di trasmissione del calore può riscritto come segue

$$h(\dot{x}_m, \delta, T) = \frac{k\alpha}{\delta} \left(\frac{\rho \dot{x}_m \delta}{\mu_0} \frac{T + C}{T_0 + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{-\frac{3}{2}} \right)^m \text{Pr}^n \quad (3.17)$$

Come visto dipende dalla velocità media del gas, la lunghezza caratteristica, e la temperatura. Anche l'area $A(\delta, x)$ e il volume $V(\delta, x)$ del pistone dipendono dalla lunghezza caratteristica x e lo spostamento del pistone δ . Il trasferimento di calore dipende oltre dai parametri di prima anche dalla frequenza del pistone. Per ottimizzare, usando un algoritmo genetico (Genetic Algorithm - GA) si vuole minimizzare la temperatura finale nel ciclo di compressione. La funzione 'fitness' è definita con tre parametri d'ingresso e uno di uscita, che è la temperatura media dell'aria nel pistone a 80% del ciclo finale. L'80% del ciclo finale tiene un volume morto nel pistone, in modo che la temperatura non incrementi infinitamente quando il volume si azzerà. Il pistone è considerato un semplice cilindro, tale che la lunghezza caratteristica è il diametro del cilindro. Per questi parametri si è assunto valori realistici. Dopo una serie di generazioni dell'ottimizzazione, la temperatura finale, può essere minimizzata per la minima lunghezza caratteristica e frequenza e spostamento massimo del pistone. Un set di valori sono $\delta = 0.001$ m, $x = 0.986$ m e $f = 0.121$ Hz. Comunque, i valori ottimizzati non sono praticabili a causa del volume piccolo nel pistone e alla bassa frequenza, che significa una portata di massa e una potenza in uscita bassa. General Compression Inc. adotta un sistema

a tre stadi di compressione ed espansione come in Fig.3.19. Ogni stadio ha due contenitori, ogni contenitore è costituito da divisori multipli sommersi d'acqua. Nei divisori, l'acqua e l'aria sono in diretto contatto, e il calore viene trasferito da e verso l'aria mentre il pistone agisce sull'acqua. L'aria è circondata da un materiale ad alta conduttività termica per un rapido trasferimento del calore. Durante la compressione (come indicato in Fig.3.19 (sx)), l'aria entra nel recipiente del primo stadio dove la pressione è più bassa della pressione atmosferica dovuta alla decompressione effettuata dall'attuatore idraulico. Simultaneamente, l'aria nell'altro contenitore è compressa dallo stesso attuatore idraulico. L'aria compressa viene mossa nel recipiente del secondo stadio. Questo processo si ripete finché l'aria compressa non esce dallo stadio finale e pompato verso il sistema di accumulo di aria compressa. Il ciclo di espansione avviene in senso inverso (Fig.3.19 (dx)).

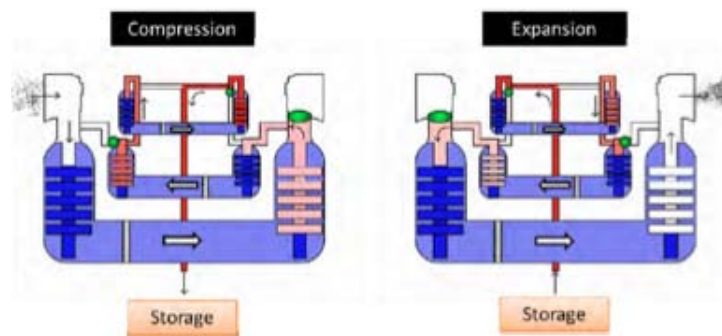


Figura 3.19: Rendering schematico del sistema di compressione/espansione isoterma di General Compression Inc.

3.3 OCAES come accumulatore di tipo aperto

In un tipico accumulatore di tipo aperto, l'aria entra ed esce da/verso l'atmosfera, la densità energetica è incrementata di un ordine di grandezza rispetto ad un accumulatore di tipo chiuso.

Il sistema CAES proposto usa l'architettura di un accumulatore di tipo aperto come in Fig.3.20. Una pompa idraulica a spostamento variabile (B) è collegata al rotore di una turbina eolica nella navicella che converte la potenza del vento in

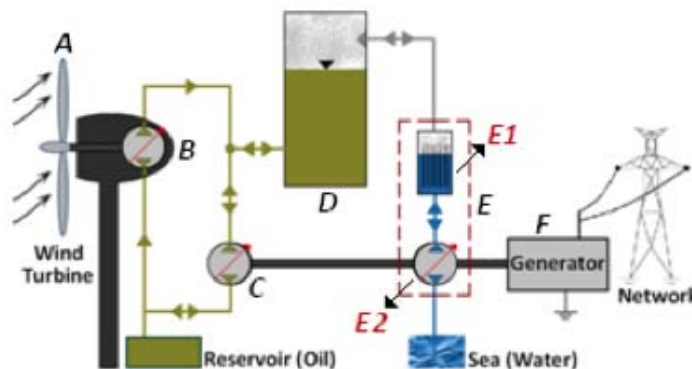


Figura 3.20: Sistema CAES con accumulatore di tipo aperto per un impianto eolico offshore.

potenza idraulica. Al livello del mare sono connessi la/il pompa/motore idraulici a spostamento variabile, il pistone quasi-isotermico formato da liquido ed aria del compressore/turbina (E) e il generatore ad induzione a velocità fissa (F). Loro sono mossi dalla pompa idraulica (B), e scambiano potenza idraulicamente e pneumaticamente con il contenitore ad alta pressione (D). Il contenitore (D) contiene sia liquido che aria compressa alla stessa pressione. L'energia può essere immagazzinata o estratta pompando o liberando

- liquido pressurizzato come in un accumulatore idraulico convenzionale; o
- aria compressa come in accumulatore d'aria convenzionale.

In entrambi i casi, l'energia è immagazzinata nell'aria compressa indipendentemente. Coordinando l'impianto idraulico e quello pneumatico, la pressione in (D) può essere mantenuta costante indipendentemente dal contenuto di energia. Ad esempio, se l'aria compressa è stata liberata da (D), del liquido può essere aggiunto per ridurre il volume dell'aria compressa per mantenere la pressione costante. Comunque, dato che pompa/motore idraulico tende ad avere una densità di potenza maggiore di un compressore/turbina pneumatico, l'impianto idraulico può essere usato per stabilizzare la potenza elevata nei momenti transitori come ad esempio in mancanza di vento oppure scarsa domanda di energia, mentre l'impianto pneumatico può essere usato per la potenza base.

Il pistone di liquido ed aria del compressore/turbina consiste di un contenitore che contiene un materiale poroso con design a nido d'ape (E1), e un pistone liquido della/del pompa/motore (E2). Il materiale poroso è usato per aumentare lo scambio termico liquido/aria. Il pistone liquido è usato perché può fluire attraverso il materiale poroso e fornisce una tenuta ermetica per l'aria compressa. Il trasferimento di calore può essere aumentato spruzzando acqua. Quando l'energia è accumulata pneumaticamente, il pistone liquido della/del pompa/motore (E1) pompa acqua marina nel contenitore di compressione/espansione, comprimendo l'aria contenuta. Il calore della compressione è trasferito al materiale poroso e all'acqua per mantenere un'operazione quasi isoterma. Il contenitore è raffreddato liberando acqua marina e riempiendolo con aria atmosferica per il seguente ciclo. Quando bisogna estrarre energia, l'aria compressa viene fatta espandere nel contenitore di espansione, mentre l'aria espande, il pistone liquido si ritrae e la/il pompa/motore viene mosso. Il calore viene fornito dal materiale poroso all'aria che si espande per evitare che l'aria si raffreddi troppo.

A. Turbina Eolica

La turbina eolica estrae l'energia cinetica del vento dall'area che intercettano le pale eoliche. La coppia aerodinamica per una certa velocità del vento v_v e la velocità del rotore ω_r , all'albero del rotore è data dalla relazione

$$T_v = \frac{\rho_{aria} \pi R_r^2 C_p(\beta, \lambda) v_v^3}{2\omega_r} \quad (3.18)$$

dove R_r è il raggio della turbina, $C_p(\beta, \lambda)$ è il coefficiente di potenza, β è il "pitch angle" e λ è il rapporto di velocità.

$$\lambda = \frac{R_r \omega_r}{v_v} \quad (3.19)$$

Per ottenere la massima potenza nel range di funzionamento della turbina, bisogna settare sui valori ottimali $\lambda_{ottimale} = 8.1$ e $\beta = 0$. A velocità elevate, β viene incrementato.

B. Pompa nella navicella

Il flusso idraulico q_p e la coppia T_p nella pompa (B) sono dati da

$$q_p = \frac{D_p(t)}{2\pi} \omega_r - L_p(D_p, \omega_r, p_{acc}) \quad (3.20)$$

$$T_p = -\frac{D_p(t)}{2\pi} p_{acc} - \Gamma_p(D_p, \omega_r, p_{acc}) \quad (3.21)$$

dove $D_p(t) \in [0, D_{max,p}]$ è lo spostamento in ingresso della pompa, ω_r è la velocità del rotore della turbina e $L_p(D_p, \omega_r, p_{acc})$ e $\Gamma_p(D_p, \omega_r, p_{acc})$ sono le perdite di flusso e di coppia della pompa.

C. Pompa/Motore al livello del mare

Le equazioni caratteristiche di funzionamento della/del pompa/motore al livello del mare sono dello stesso tipo come della pompa nella navicella (B) ma può funzionare sia come pompa che come motore.

$$q_{pM} = \frac{D_{pM}(t)}{2\pi} \omega_g - L_{pM}(D_{pM}, \omega_r, p_{acc}) \quad (3.22)$$

$$T_{pM} = -\frac{D_{pM}(t)}{2\pi} p_{acc} - \Gamma_{pM}(D_{pM}, \omega_r, p_{acc}) \quad (3.23)$$

dove ω_g è la velocità angolare del generatore, $D_{pM}(t) \in [-D_{max,p}, D_{max,p}]$ è lo spostamento in ingresso della/del pompa/motore, $L_{pM}(D_{pM}, \omega_g, p_{acc})$ e $\Gamma_{pM}(D_{pM}, \omega_g, p_{acc})$ sono le perdite di flusso e di coppia della/del pompa/motore. Con ω_g positivo e $D_{pM}(t) < 0$ (C) lavora da motore.

D. Contenitore di stoccaggio

Il contenitore di stoccaggio è un contenitore di volume fisso V_{acc} contenente aria compressa (di volume $V_{aria}(t)$ e massa $m_{aria}(t)$) e liquido (di volume $V_{acqua}(t) = V_{acc} - V_{aria}(t)$). Entrambi il liquido e l'aria sono alla pressione $p_{acc}(t)$. Le relazioni che legano le dinamiche del volume e della pressione sono

$$\dot{V}_{aria} = -q_{acc}(t) = q_p(t) + q_{pM}(t) \quad (3.24)$$

$$\dot{P}_{acc} = \frac{\dot{m}_{aria}(t)RT_0 + p_{acc}(t)q_{acc}}{V_{acc} - V_{olio}(t)} \quad (3.25)$$

dove $q_{acc}(t)$ e $\dot{m}_{aria}(t)$ è il flusso del volume liquido e la portata di massa del gas nel contenitore (Fig.3.21). Ipotizzando che l'aria venga raffreddata durante la compressione ed entri nel contenitore a temperatura ambiente T_0 , l'energia im-

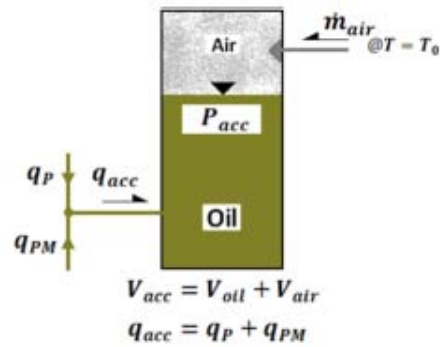


Figura 3.21: Contenitore di aria e olio.

magazzinata nel contenitore è data dal lavoro massimo durante la compressione dell'aria a temperatura T_0 e pressione $p_{acc} = rp_0$ dove r è il rapporto di pressioni. Attraverso un'espansione isoterma a temperatura T_0 si ottiene

$$E_{aria}(r, V_{aria}) = p_0 V_{aria} (r \ln r - r + 1) \quad (3.26)$$

Il lavoro necessario per comprimere l'aria e l'energia estratta dipendono dall'efficienza del compressore/espansore.

E. Pistone liquido Compressore/Espansore di aria

Il compressore/espansore di aria usa energia meccanica dall'albero di rotazione per comprimere l'aria ed estrae energia dall'aria compressa attraverso l'espansione di essa facendo muovere l'albero di rotazione. Nel pistone liquido, invece la trasmissione avviene via la colonna d'acqua ed il pistone idraulico (E2). Il contenitore (E1) contiene un materiale poroso per incrementare la trasmissione del calore.

Quando viene accumulata energia, i) (E1) è riempito con aria atmosferica; ii) viene pompata acqua in (E1), comprimendo l'aria; iii) quando viene raggiunta la pressione p_{acc} l'aria è iniettata nel contenitore (D); iv) il pistone liquido si ritira ed una valvola si apre verso l'atmosfera, il contenitore (E1) si riempie di aria atmosferica ed il ciclo si ripete. Quando viene estratta energia, i) il contenitore (E1) si riempie d'acqua; ii) una certa quantità di aria compressa da (D) entra nel contenitore (E1); iii) l'aria compressa si espande spingendo il pistone liquido e mettendo in moto la/il pompa/motore idraulico; iv) una valvola si apre, buttando nell'atmo-

sfera l'aria espansa, il contenitore (E1) si riempie d'acqua ed il ciclo si ripete. Il pistone liquido opera ciclicamente con un periodo di $\sim 1,0$ sec. La traiettoria del pistone liquido in ogni ciclo influisce significativamente sull'efficienza e la potenza del compressore/espansore. Un profilo ottimizzato della compressione/espansione può incrementare la potenza di 500%, con la stessa efficienza di profili ad-hoc, come profili lineari o sinusoidali. Ad esempio, un profilo di compressione/espansione ottimale consiste in una sequenza adiabatca-isoterma-adiabatca (AIA), seguita da una compressione isobarica (Fig.3.22).

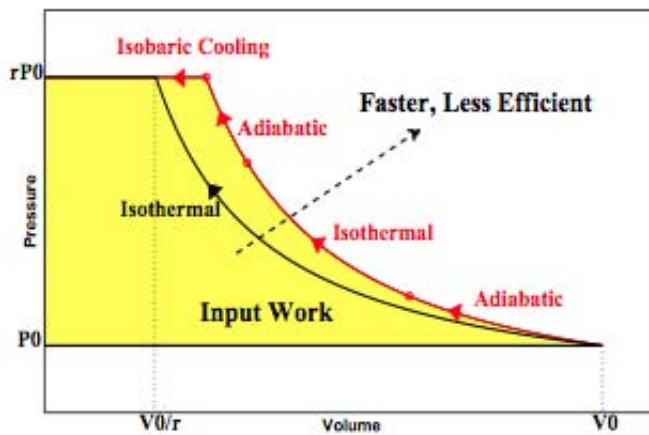


Figura 3.22: Diagramma P-V per un profilo di compressione adiabatca-isoterma-adiabatca (AIA).

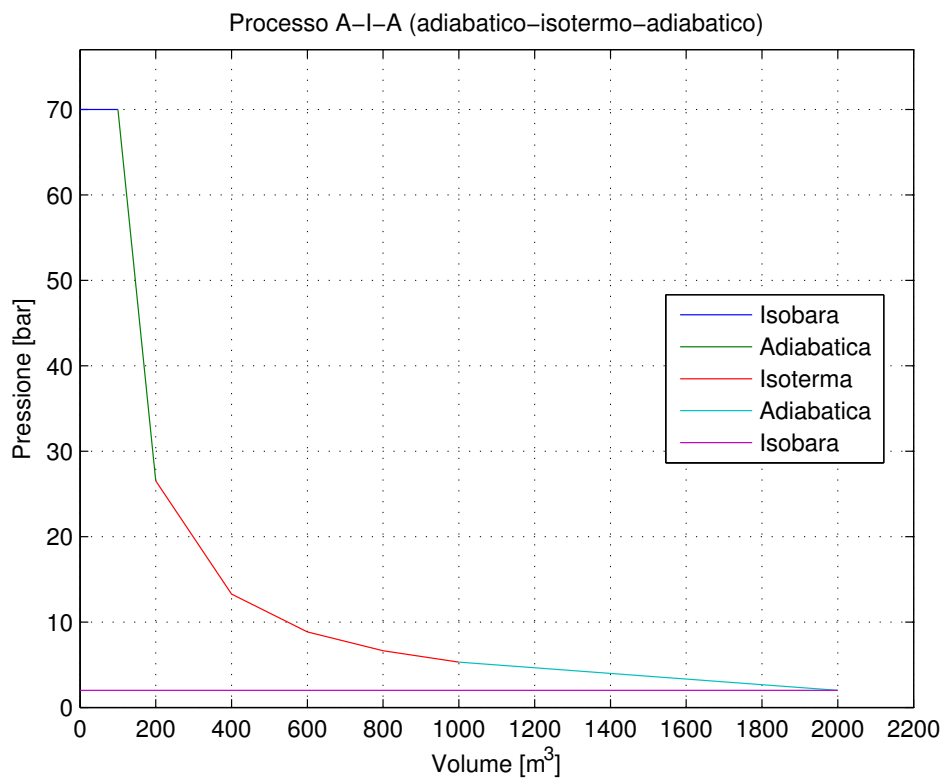


Figura 3.23: Esempio di un processo adiabatico-isotermo-adiabatico (AIA) - Diagramma P-V.

Capitolo 4

Ultra High Performance Vessel Architecture

L'azienda aerospaziale canadese Thin Red Line Aerospace Ltd. (TRL) ha costruito e studiato due prototipi di palloni gonfiabili ultra performanti del diametro di 1.8 m. Il design dei prototipi di Energy Bags è basato su una struttura a lobi a simmetria rotazionale della TRL per strutture abitative e palloni ad alte prestazioni di architettura UHPV (Ultra High Performance Vessel). Un UHPV è essenzialmente un pallone formato da due cerchi di tessuto, uniti assieme ai bordi, attraversati da tendini meridionali attaccati alla superficie del tessuto. I raggi del tessuto si devono ridurre per prendere una forma naturale, non importa quanto è gonfiato il pallone. L'eccesso di materiale da luogo ad increspature ben visibili quando i contenitori sono sgonfi (Fig.4.2). Uno dei vantaggi degli UHPV, è che richiede non più di una giunzione, se invece il contenitore è formato da lobi separati che richiedono la giunzione di ogni lobo, il numero di giunzioni è uguale al numero di lobi. Un altro vantaggio è che richiede un basso numero di cuciture e quindi la probabilità di rottura è ridotta.

Gli UHPV richiedono non più di due pezzi di tessuto - un cerchio superiore e un cerchio inferiore - ma grandi contenitori ne possono richiedere di più. Inoltre, utilizzando diversi pezzi di tessuto per formare ciascun cerchio, diminuisce la quantità di tessuto sprecato e permette al tessuto di essere allineato in modo che le massime sollecitazioni sono indirizzate nelle direzioni più forti.

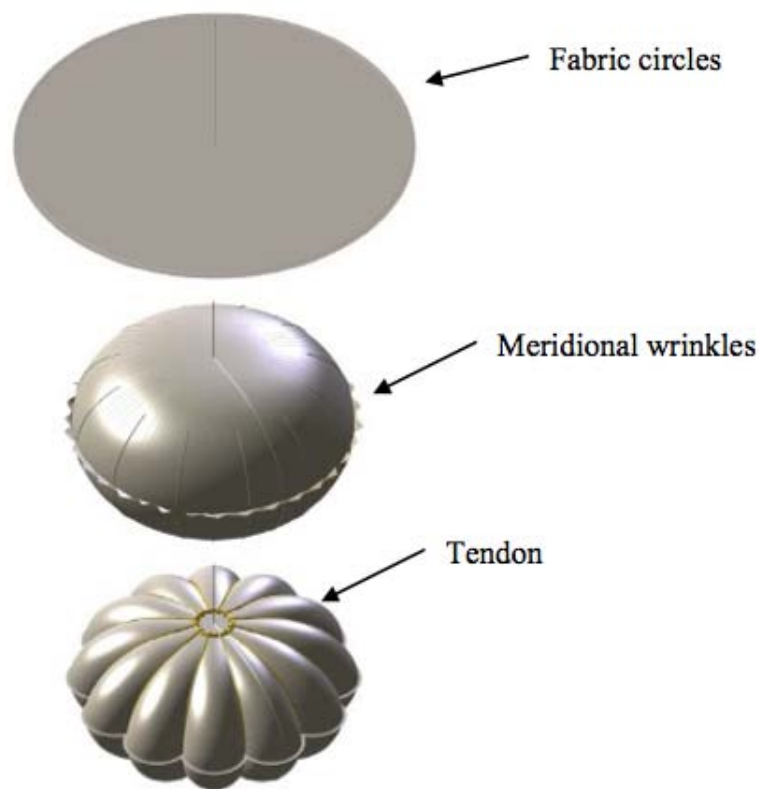


Figura 4.1: Un UHPV formato da due cerchi di tessuto.



Figura 4.2: Un prototipo di Energy Bag ad architettura UHPV e relative increspature dovuto all'accorciamento dei tendini.

Uno degli svantaggi degli UHPV è, dato che sono formati da due pezzi di tessuto, giunti insieme lungo i perimetri, i lati dei lobi devono essere resistenti, e non possono essere adattati per minimizzare gli sforzi o migliorare la stabilità, ciò che può essere fatto invece con lobi formati da diversi pezzi di tessuto. I pezzi di tessuto degli UHPV non devono essere per forza di forma circolare, né nemmeno essere di simmetria rotazionale, però una simmetria rotazionale ha dei benefici.

Nella Fig.4.3 sono indicati gli sforzi a cui viene sottoposto il prototipo. Lo sforzo massimo di von Mises a cui viene sottoposto il pallone è di 18.20 MPa in corrispondenza alla pressione di $p_0 = 40$ kPa.

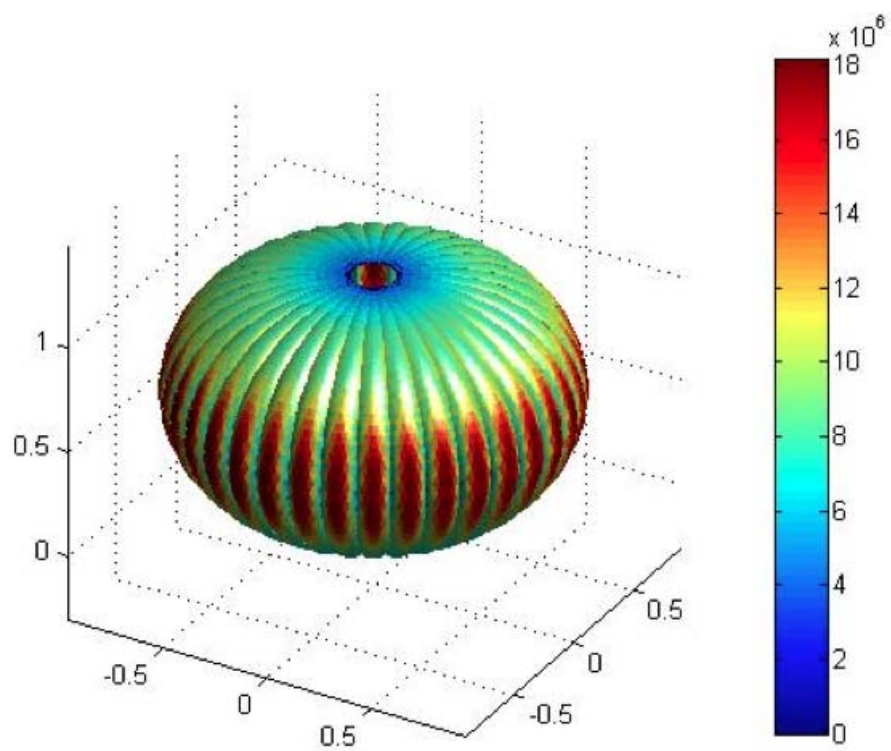


Figura 4.3: Visuale obliqua di un prototipo di UHPV del diametro di 1.8 m con $p_0 = 40$ kPa, che fa vedere gli sforzi di von Mises nelle membrane.

Diametro	1.8 m
Volume (esclusi i lobi)	2.002 m ³
Numero tendini	36
Fattore di sicurezza	5
Lunghezza meridionale (da polo a polo)	2.36 m
Materiale paratia	Alluminio
Diametro paratia	0.19686 m
Massa paratia	5.502 kg
Materiale tendini	Spectra [®] -Nylon
Larghezza tendini	13.5 mm
Spessore tendini	2.8 mm
Modulo di Young tendini	2.34 GPa
Densità tendini	1'400 kg/m ³
Sforzo di rottura tendini	374 MPa
Materiale di supporto	Nylon rivestito di 420d polyurethan
Spessore materiale di supporto	0.4089 mm
Modulo di Young (direzione di riempimento)	0.29364 GPa
Poisson ratio	~0.4
Densità	1'440 kg/m ³
Sforzo minimo di rottura (direzione di riempimento)	86 MPa

Tabella 4.1: Specifiche del prototipo del diametro di 1.8 m

CAPITOLO 4. ULTRA HIGH PERFORMANCE VESSEL ARCHITECTURE

Capitolo 5

Sistema di Elettrolisi sott'Acqua (UES - Underwater Electrolysis System)

Un metodo alternativo a OCAES è usare l'elettrolisi per accumulare energia. L'elettrolisi è un processo in quale l'acqua viene decomposta in idrogeno e ossigeno usando l'elettricità. L'elettrolisi può essere usata per produrre idrogeno e ossigeno in un contenitore localizzato sul fondale oceanico. Una volta che il gas è stato prodotto può essere stoccato e usato più tardi in una turbina a gas o cella a combustibile per produrre energia elettrica. Dato che l'elettrolisi avviene a grande profondità, la pressione alta ne aumenta l'efficienza del processo. Un altro vantaggio dell'effettuare l'elettrolisi a grande profondità a posto del comprimere l'aria è che necessita solo di elettricità (quindi non servono compressori). Ci sono meno conversioni dell'energia ed è più efficiente.

Capitolo 6

Condizioni climatiche e batimetria nello Stretto di Sicilia

L'aumento dell'energia prodotta da fonti rinnovabili come energia eolica e solare in Italia, specie al Sud, e la caratteristica dei fondali in prossimità delle coste Italiane si prestano bene all'impiego di sistemi di accumulo di tipo OCAES. Nell'eventualità della costruzione di un impianto eolico di tipo offshore galleggiante a Sud-Ovest di Sicilia tra Sicilia e isola di Pantelleria e presenza di altre fonti energetiche sul territorio è di buon auspicio affiancare a questi fonti energetiche anche un sistema di accumulo dell'energia sfruttando le risorse a disposizione rispettando i vincoli ambientali, questo permette il downsizing delle apparecchiature elettriche e riduzione degli sbilanciamenti delle fonti rinnovabili non programmabili.

In questo capitolo vediamo quali sono le condizioni climatiche e la batimetria nello Stretto di Sicilia.

6.1 Caratteristica batimetrica del fondo marino

La carta generale (Fig.6.1) è ridotta all'essenziale ed infatti vengono indicate solo alcune batimetriche (30, 200, 400, 500, 1000, 2000, 3000) allo scopo di fornire una rappresentazione generale del fondo. Non avendo a disposizione una mappa batimetrica ad alta risoluzione del canale di Sicilia, mi avvalgo della carta generale,

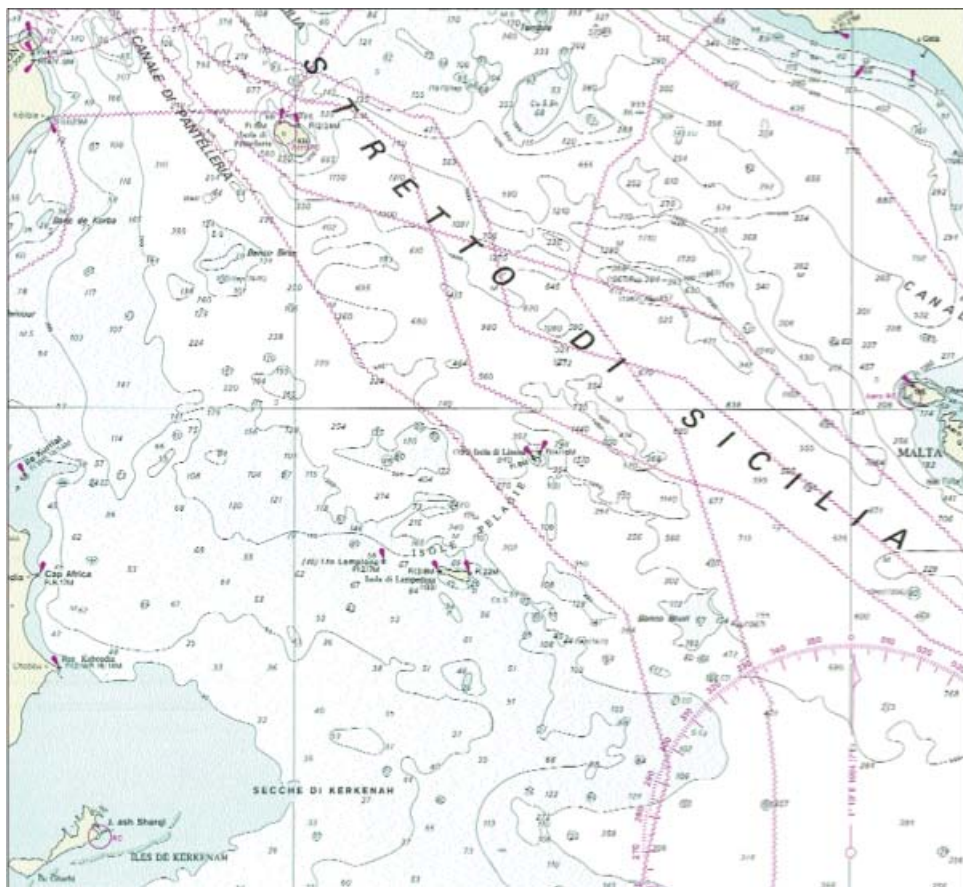


Figura 6.1: Particolare della Carta n. 435 - Dal Mare Adriatico al Mare Ionio - Tirreno Meridionale e Stretto di Sicilia.

per individuare la posizione dei contenitori per l'aria compressa da posizionare sul fondale marino.

6.2 Condizioni meteo-oceanografiche

Le condizioni oceanografiche dell'area in esame sono ovviamente influenzate dalla situazione meteo-oceanografica dell'area del Canale di Sicilia. I dati di seguito riportati sono stati desunti da alcuni lavori effettuati utilizzando dati di sintesi a grande scala.

6.2.1 Temperatura

In tutto il Mediterraneo, normalmente, l'acqua risulta essere più calda dell'aria sovrastante, nel periodo invernale, è più fredda nel periodo estivo (2° circa di differenza); e variazioni stagionali di temperatura, tuttavia, non si manifestano oltre i 300 m di profondità. Da tale quota, e fino al fondo, la massa acqua è isoterma con una temperatura uniforme di 13°C.

Nel Canale di Sicilia, in luglio, la temperatura raggiunge valori compresi tra i 24 e i 26°C, con un'eccedenza di calore di circa 10°C rispetto all'Oceano Atlantico. In inverno, invece, le temperature medie si mantengono intorno ai 14-15°C.

6.2.2 Salinità

Le acque dell'area in questione si presentano molto calde e con un elevato contenuto salino compreso tra il 37 ed il 39 per mille. Queste caratteristiche sono dovute all'isolamento del Mediterraneo rispetto alle acque profonde degli oceani ed alla sua ubicazione in una zona climatica caratterizzata da temperature relativamente alte, da scarsi apporti meteorici e fluviali e da forti evaporazioni.

6.2.3 La circolazione delle correnti

Le correnti superficiali nel Canale di Sicilia muovono da NW verso SE scendendo dal Canale di Sardegna verso le coste tunisine e siciliane parallelamente alla linea di costa sud-occidentale della Sicilia. La zona di mare oggetto dell'indagine viene



Figura 6.2: Temperature medie della superficie marina (rilevazione satellitare).

interessata in tutte le stagioni da una corrente dominante di direzione NW-SE con velocità variabile tra 0.6 e 1.3 nodi (Fig.6.3, 6.4, 6.5, 6.6, 6.7, 6.8).

6.2.4 I venti e le condizioni del mare

I dati con campionamento orario si riferiscono al periodo 2009 - 2011, e sono stati graficati attraverso le rose dei venti; questi grafici forniscono informazioni circa la distribuzione angolare degli eventi ventosi classificati in base alla loro intensità.

Nella fattispecie le classi angolari sono di 15° e le classi di intensità di 1.5 m/s. Lo stretto di Sicilia ed in particolare la costa sud della Sicilia è interessata a causa dei venti prevalenti provenienti da ovest che soffiano paralleli alla linea di costa e tendono a spostare le masse d'acqua a sud.

Questa osservazione è confermata dalle misure registrate presso la stazione di Porto Empedocle dove forti venti spirano dalla direzione Ovest.

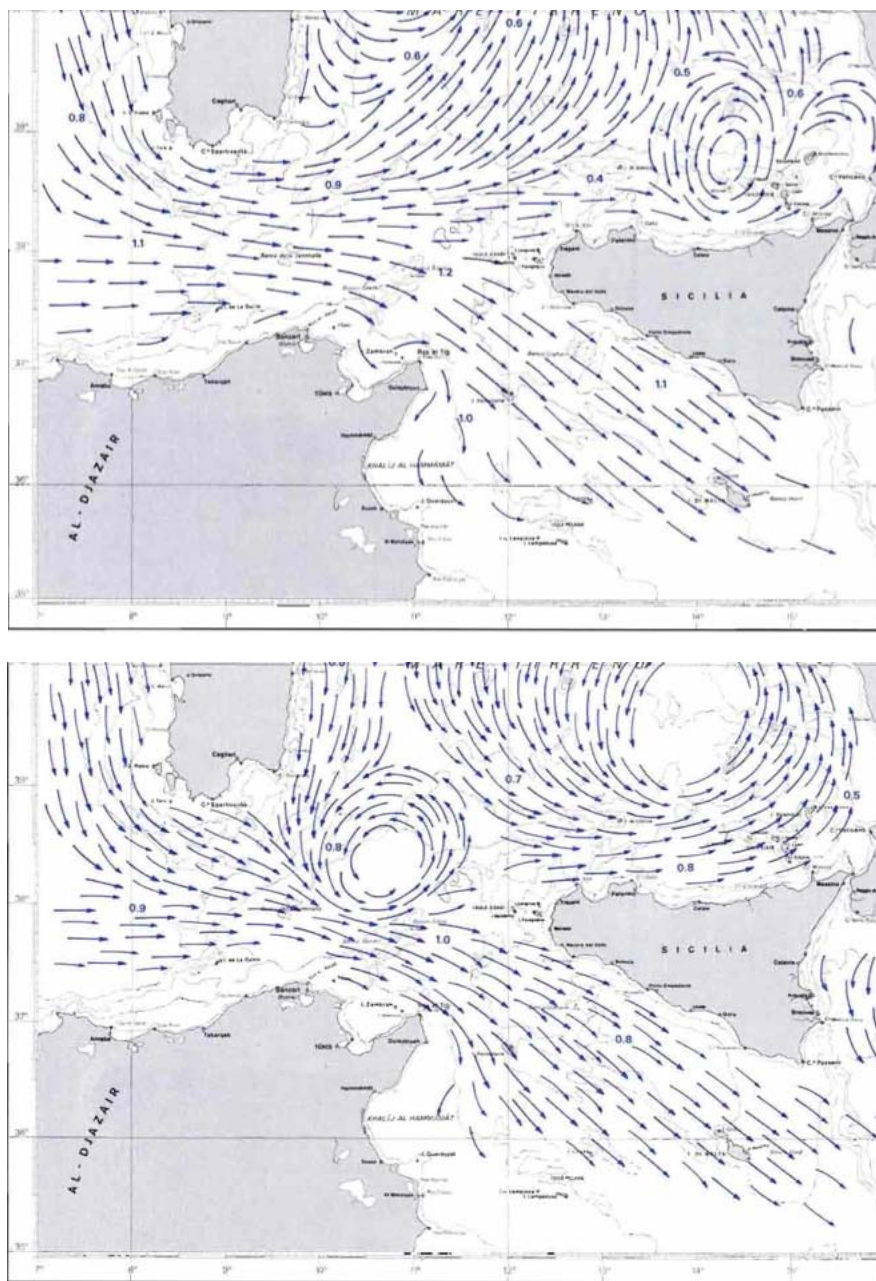


Figura 6.3: Carta delle correnti superficiali gennaio-febbraio.

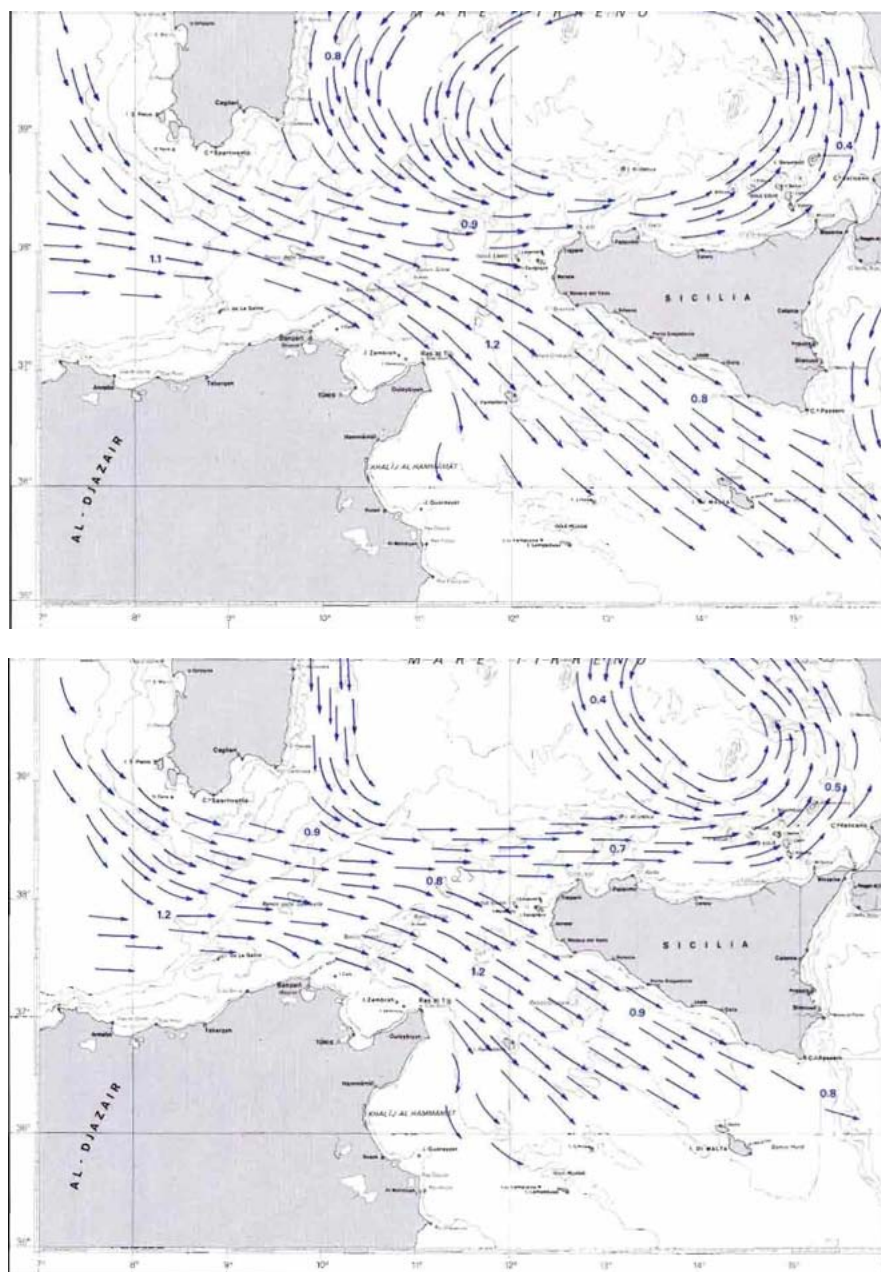


Figura 6.4: Carta delle correnti superficiali marzo-aprile.

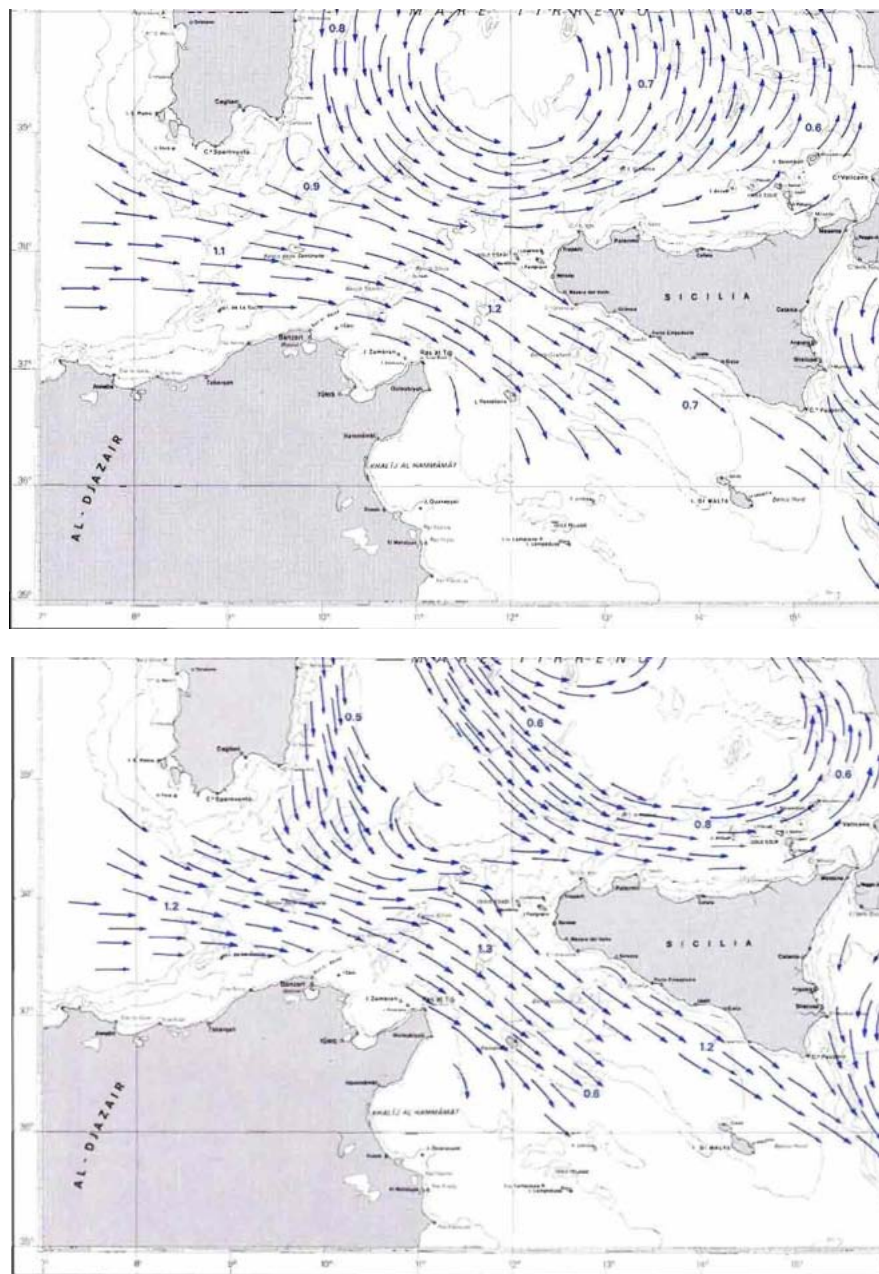


Figura 6.5: Carta delle correnti superficiali maggio-giugno.

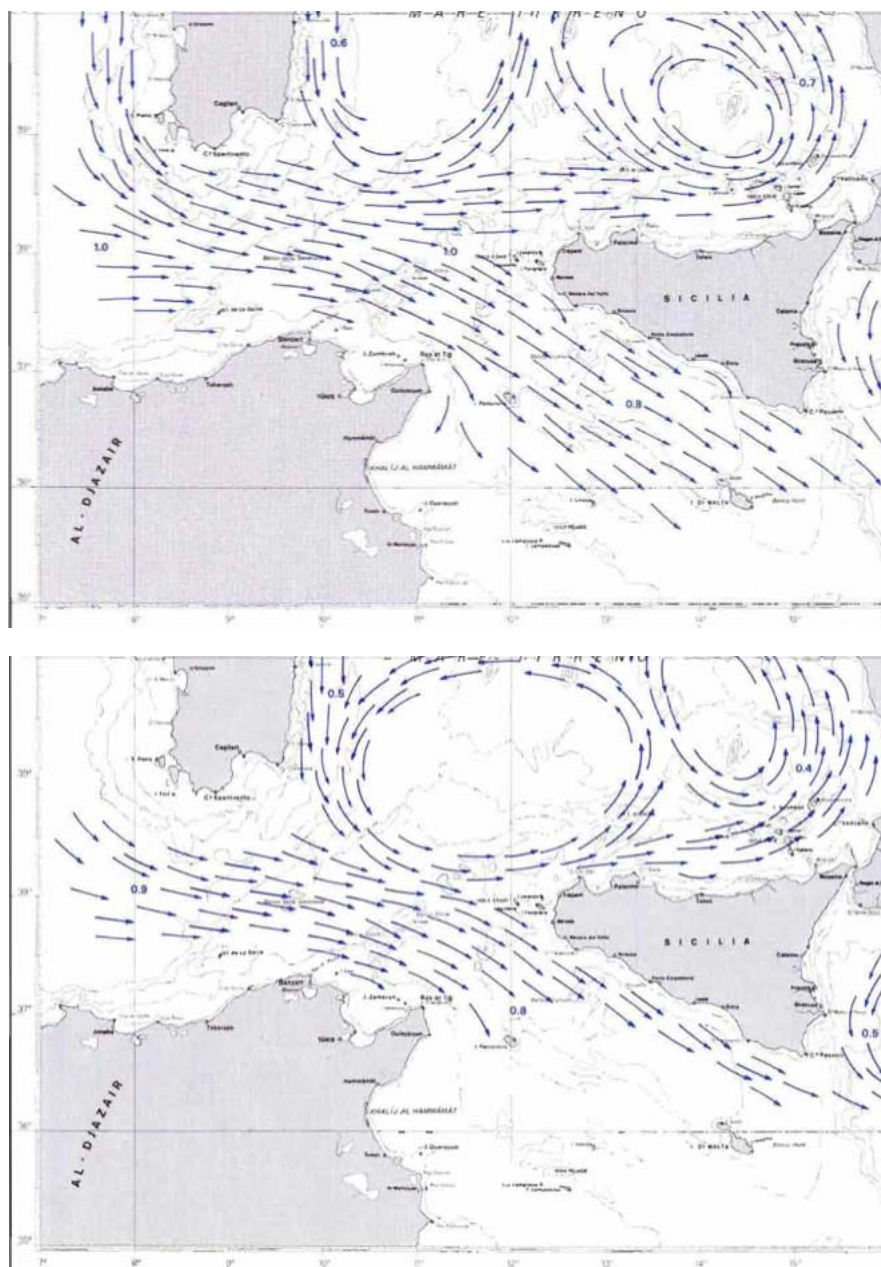


Figura 6.6: Carta delle correnti superficiali luglio-agosto.

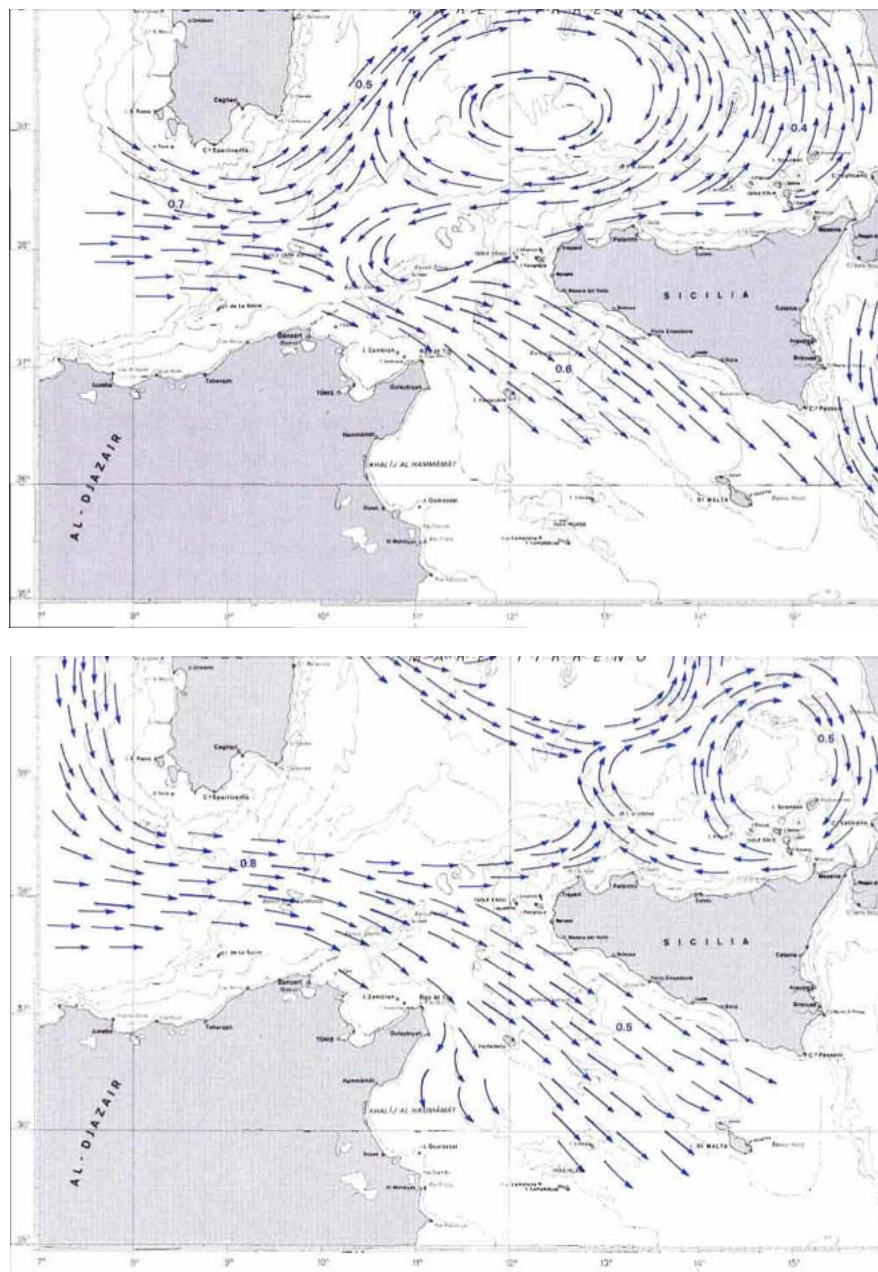


Figura 6.7: Carta delle correnti superficiali settembre-ottobre.

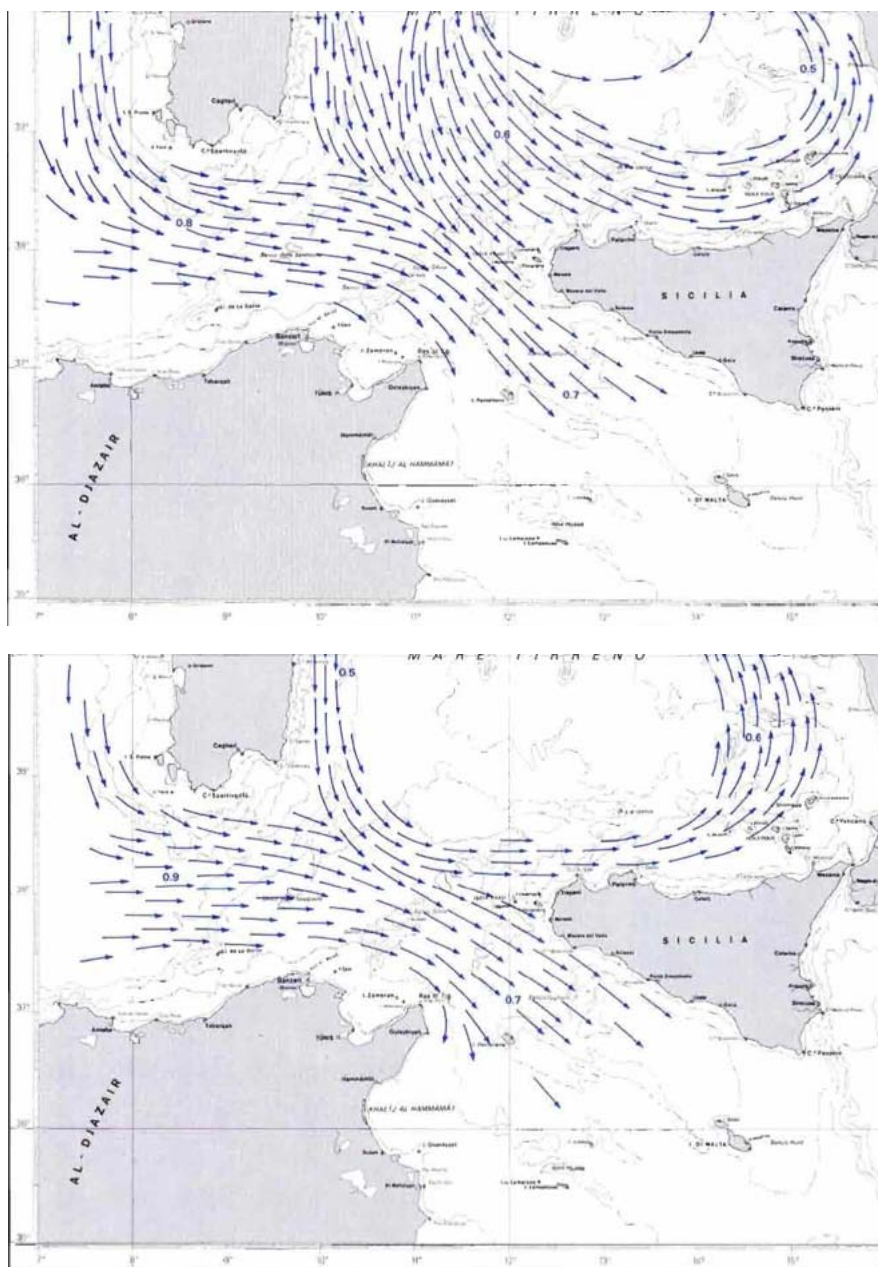


Figura 6.8: Carta delle correnti superficiali novembre-dicembre.

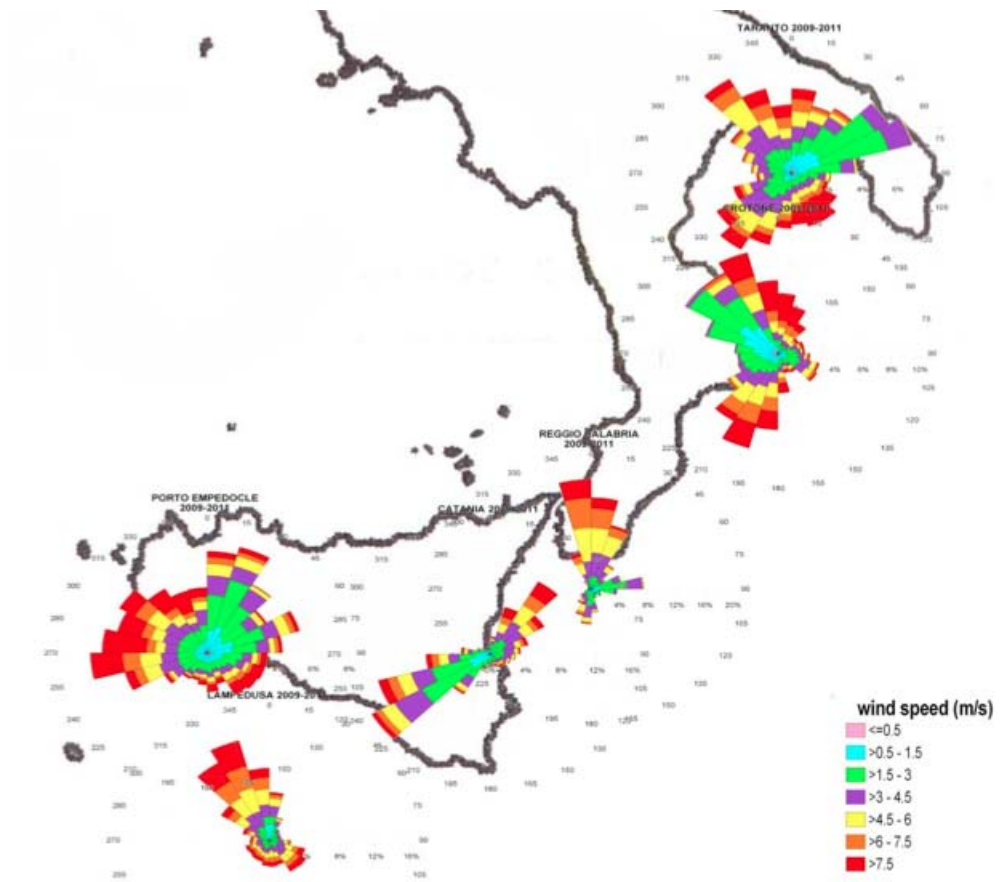


Figura 6.9: Distribuzione del vento e velocità media [m/s].

Capitolo 7

Dimensionamento OCAES Sicilia

Prendendo nota delle condizioni meteo-oceanografiche e della caratteristica batimetrica del fondo marino nelle vicinanze dell'impianto eolico può essere realizzato sul fondale marino un sistema di stoccaggio ad aria compressa, costituito da uno o più contenitori visti in capitolo 3, (Fig.3.2, 3.4).

Il progetto del parco eolico offshore galleggiante proposto da C&C Consulting Engineering SRL dovrebbe essere formato da 38 aerogeneratori da 6 MegaWatt ciascuno (per un totale di 228 MW) collegati tra loro da una rete di cavi a media tensione, una sottostazione elettrica che raccoglie tutti i collegamenti e trasforma l'energia elettrica in corrente continua in energia a corrente alternata e un cavidotto marino in corrente alternata che collega il parco offshore alla costa.

Sulla costa sono presenti il sistema di compressione ed espansione dell'aria compressa, un sistema di immagazzinamento dell'energia termica TES e per mezzo di pipeline l'aria compressa viene pompata fino ai contenitori di aria compressa ancorati al fondale marino ad una profondità di ~ 700 m. Settecento metri di colonna d'acqua corrispondono a 70 bar di pressione.

Per una prima valutazione della capacità di stoccaggio necessaria di un sistema OCAES è necessario conoscere la producibilità dell'impianto eolico.

7.1 Producibilità annua dell'impianto eolico

La producibilità annuale, ovvero l'energia elettrica generata dalla singola turbina nel corso di un anno, è espressa generalmente in ore equivalenti annue [ore/anno o MWh/MW]. Per *ore equivalenti annue (full net equivalent hours)* si intendono le ore *nette* di funzionamento dell'aerogeneratore nel corso di un anno, valutate nell'ipotesi che la potenza erogata sia sempre la potenza nominale. Esse sono date dal rapporto tra l'energia elettrica generata nel corso di un'anno (espressa in MWh) e la potenza nominale installata (espressa in MW). Sono dunque sempre inferiori rispetto alle ore effettive di funzionamento in cui la potenza dell'aerogeneratore varia tra il valore minimo (pochi kW) e il valore massimo (la potenza nominale).

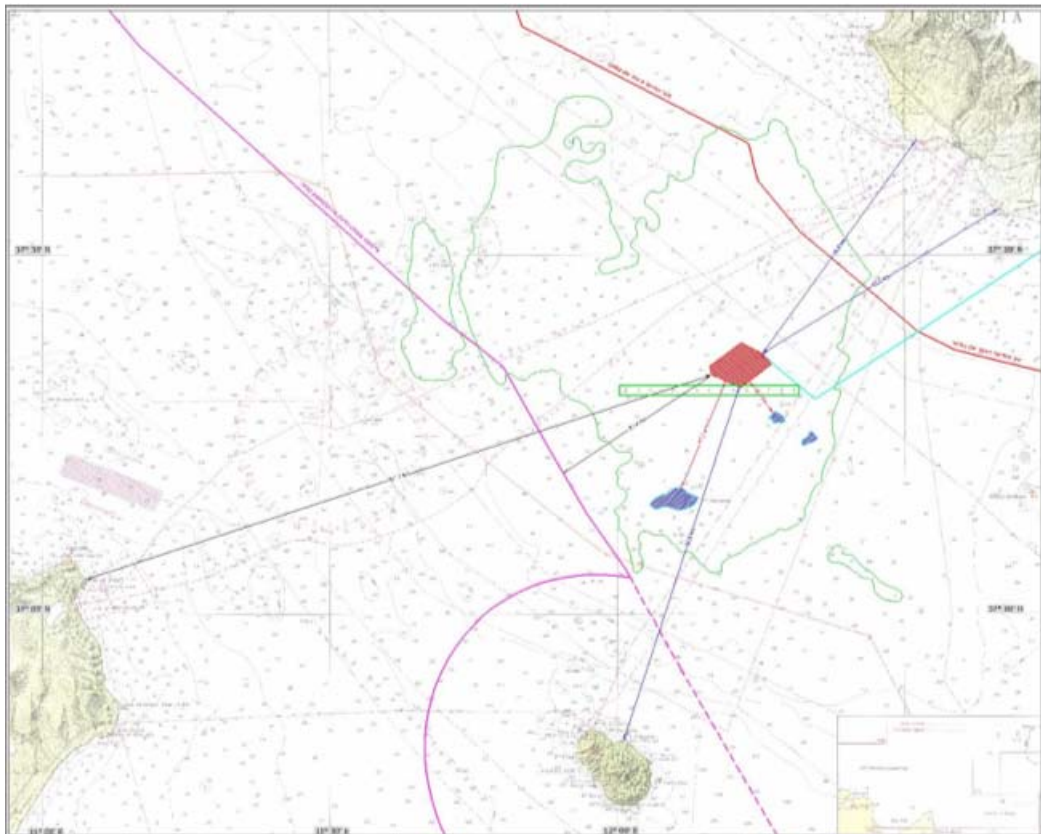


Figura 7.1: Inquadramento territoriale dell'impianto eolico. Sorgente: C&C Consulting Engineering SRL.

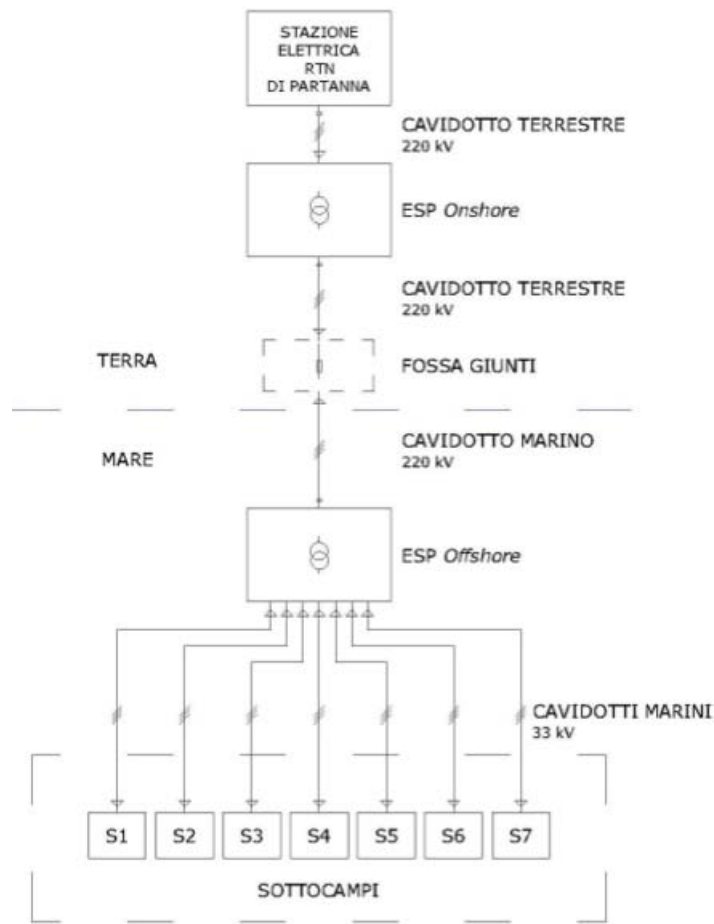


Figura 7.2: Schema a blocchi semplificato dell'impianto eolico. Sorgente: C&C Consulting Engineering SRL.

7.1.1 Producibilità singolo aerogeneratore

Per la valutazione della producibilità si fa riferimento alla curva di potenza dell'aerogeneratore *REpower 6M*, essendo attualmente l'unico aerogeneratore esistente con potenza nominale pari a 6 MW.

Dati tecnici:	
Diametro rotore:	126 m
altezza mozzo	~ 90 m
velocità di inserimento:	3.5 m/s
velocità nominale:	14 m/s
velocità di disinserimento:	30 m/s (offshore)
Potenza nominale:	6'000 kW

Tabella 7.1: Dati tecnici dell'aerogeneratore *REpower 6M*.

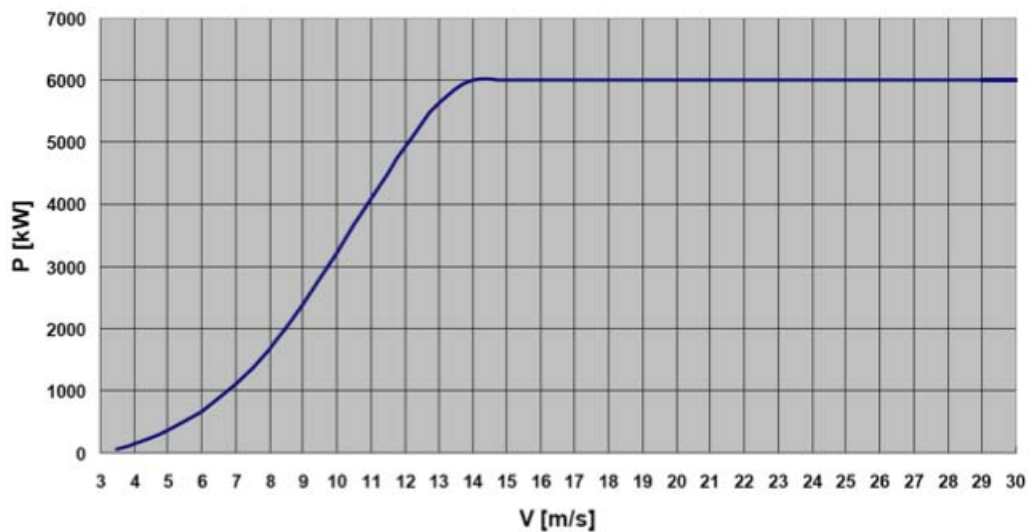


Figura 7.3: Potenza generata in funzione della velocità del vento all'altezza del mozzo - aerogeneratore *REpower 6M* da 6 MW.

Le tabelle seguenti riportano la producibilità media annuale di una singola macchina, in termini di ore equivalenti annue e mensili ed energia totale prodotta [GWh/anno], relativamente all'aerogeneratore *REpower 6M*. Come dati di input

sono stati utilizzati i dati satellitari NASA (satellite QuikSCAT) per il periodo 1999 - 2008 trasposti a 90 m.

producibilità Media Annuale			
Anno	Velocità media a 10 m s.l.m. [m/s]	Velocità media a 90 m s.l.m. [m/s]	ore equivalenti [h/y]
2000	6.9	8.3	3'315
2001	6.9	8.3	3'424
2002	7.1	8.6	3'721
2003	7.0	8.5	3'486
2004	7.0	8.5	3'535
2005	7.2	8.6	3'619
2006	6.9	8.3	3'254
2007	7.0	8.4	3'557
2008	6.9	8.3	3'283
Media			3'466 h/y
Periodo	7.01 m/s	8.43 m/s	=
2000-08			20.80 GWh/y

Tabella 7.2: Velocità medie del vento a 10 m s.l.m. e 90 m s.l.m., ore equivalenti annue per aerogeneratore 6 MW.

7.1.2 Producibilità lorda e netta dell'impianto eolico

Nota la quantità di energia elettrica che ogni aerogeneratore è mediamente in grado di produrre ogni anno, è infine possibile valutare la produzione energetica media annua dell'intero impianto.

La tabella 7.4 sintetizza la potenzialità del parco eolico in termini di numero di aerogeneratori installabili per banco, potenza nominale installabile e corrispondente producibilità teorica espressa in GWh/anno, valutata sulla base dei dati di vento registrati dal satellite QuikSCAT nel periodo 2000-2008.

L'impianto eolico secondo il progetto dovrebbe essere localizzato a Sud-Ovest di Sicilia, tra Sicilia e isola di Pantelleria (Fig.7.1).

producibilità Media Mensile			
Mese	Velocità media a 10 m s.l.m. [m/s]	Velocità media a 90 m s.l.m. [m/s]	ore equivalenti [h/y]
Gennaio	8.0	9.6	374
Febbraio	8.0	9.7	344
Marzo	7.5	9.1	341
Aprile	7.5	9.0	319
Maggio	6.5	7.8	246
Giugno	5.3	6.4	149
Luglio	5.8	7.0	197
Agosto	5.6	6.8	177
Settembre	6.5	7.8	246
Ottobre	6.3	7.6	235
Novembre	8.2	9.8	393
Dicembre	8.9	10.7	443
Totale Ore Equivalenti			3.465 h/y

Tabella 7.3: Velocità medie del vento a 10 m s.l.m. e 90 m s.l.m., ore equivalenti mensili per aerogeneratore 6 MW.

	n. pali	6 MW	
		P [MW]	GWh/y
Parco eolico	38	228	790.3

Tabella 7.4: Potenzialità del parco eolico, in termini di potenza nominale installabile e producibilità annua teorica.

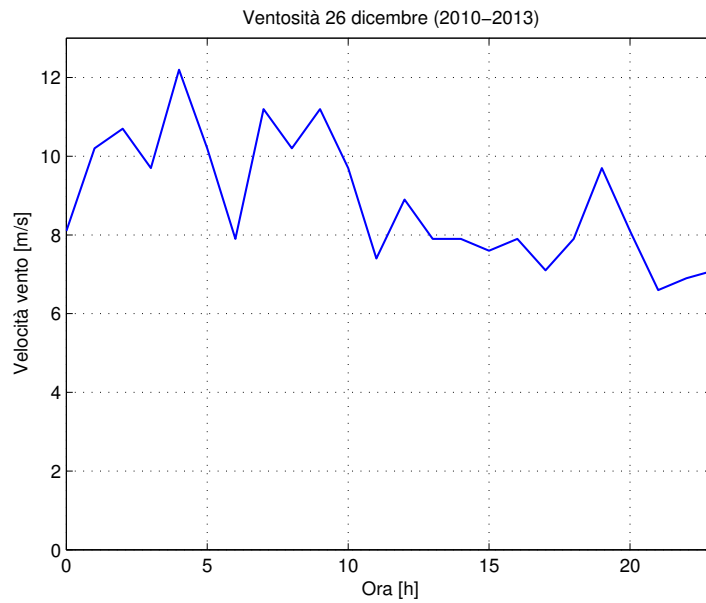


Figura 7.4: L'andamento della velocità media del vento giornaliera (26 dicembre) in m/s (Fonte: www.meteoam.it).

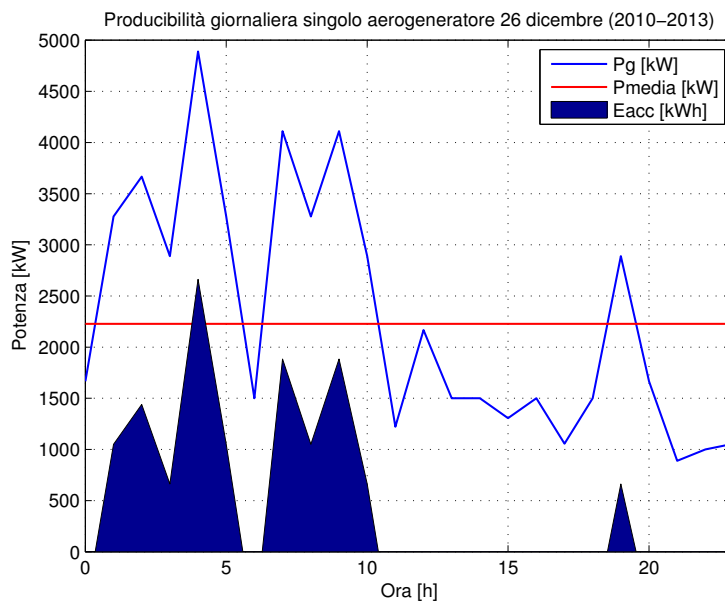


Figura 7.5: Produttività giornaliera (26 dicembre) di un singolo aerogeneratore, la potenza media e l'energia da accumulare.

Lo schema a blocchi dell'impianto eolico è rappresentato in Fig.7.2.

Nella Fig.7.4 è indicato l'andamento della velocità media del vento giornaliera (26 dicembre) in m/s (Fonte: www.eurometeo.com). Conoscendo l'andamento della velocità giornaliera si può determinare la produzione giornaliera dell'impianto eolico, trovata la potenza media, si determina la quantità di energia da accumulare per effettuare il *peak shaving* e il *time shifting* con la seguente relazione:

$$E_{acc} = \int_0^{24h} (P_{g_{tot}} - P_{media_{tot}}) \cdot dt \quad (7.1)$$

dove $P_{g_{tot}}$ è la potenza istantanea generata dal parco eolico, $P_{media_{tot}}$ è la potenza media del parco eolico e E_{acc} è l'energia da accumulare.

7.2 Studio Analitico e Numerico

Dato che il processo di compressione nei compressori attuali sul mercato è essenzialmente adiabatico, per aumentare l'efficienza del processo ed avvicinarci di più ad un processo isotermico, effettuo due compressioni intermedie con raffreddamento intermedio fino a 15 °C, alle pressioni ottimali $p_{i_1} = 9$ bar e $p_{i_2} = 25$ bar. Le pressioni ottimali sono calcolate con la seguente relazione:

$$p_i = \sqrt{p_1 p_2} \quad (7.2)$$

Dovendo accumulare 84.625 MWh, che corrisponde a 304.650 GJ di energia ho bisogno di un volume totale pari a 11'873 m³, ricavabile dalla seguente relazione:

$$V = \left(\frac{\frac{E_{acc} \cdot (1-\gamma)}{p_1}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (7.3)$$

con $\gamma = 1.4$, e le pressioni di esercizio $p_1 = 1$ atm = 1.01 bar (bassa pressione turbina) e $p_2 = 70$ bar (alta pressione turbina). Si potrebbero realizzare 3 contenitori a sfera in materiale flessibile resistente alla corrosione, di diametro esterno di 19.8 m. Ogni contenitore pieno con aria compressa è sottoposto a una forza di

galleggiamento $\sim 11'075$ kN, secondo la relazione:

$$F_g = (\rho_{acqua} - \rho_{aria}) \cdot V_{contenitore} \cdot g \quad (7.4)$$

Nella tabella 7.5 sono indicati i dati principali del mio sistema OCAES adiabatico + TES. Le temperature finali in ogni sezione possono essere calcolate attraverso l'equazione del processo adiabatico

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} \quad (7.5)$$

dove n è l'indice politropico. Non avendo a disposizione gli indici politropici dei vari stadi, ho ipotizzato $n = \gamma = 1.4$.

Per calcolare la portata di massa minima necessaria per asportare il calore nei vari stadi, bisogna calcolare il calore da asportare nel primo stadio di compressione, in cui si ha un maggior aumento della temperatura dell'aria.

$$Q = w_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_{in,c} - T_{fin,c}) \quad (7.6)$$

dove,

Q è il calore in [W];

w_c è la portata di massa del fluido caldo in [kg/s];

c_{p_c} è il calore specifico a pressione costante del fluido caldo in [J/kgK];

$T_{in,c}$ e $T_{fin,c}$ sono le temperature iniziale e finale del fluido caldo in [K].

Per estrarre 196.270 MW di calore ho bisogno di una portata di ~ 18.6 kg/s di acqua alla temperatura di 10°C a pressione atmosferica.

Mediamente la velocità massima nello stretto di Sicilia è di 1.3 kts. Nelle Fig.7.7, 7.8, 7.9 vediamo l'andamento della velocità della corrente marina sul fondale che investe a 1.3 kts un pallone di $R = 9.9$ m, ancorato sul fondale. Invece nella Fig.7.10 vediamo come si distribuisce la pressione sulla superficie del contenitore sferico situato sul fondale marino a 700 m di profondità ed investito dalla corrente alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s). Ho usato un livello di mesh più fitta per la sfera dato che mi interessa cosa succede con precisione negli immediati dintorni della sfera e meno fitta per il dominio (Fig.7.6).

CAPITOLO 7. DIMENSIONAMENTO OCAES SICILIA

	Unità di misura	Parametri
Accumulo aria		
- Profondità installazione	m	700
Pipeline		
- Modalità di installazione		DP S-lay
Contenitori di aria compressa		
- Numero contenitori		3
- Tipologia		Natural Shape Energy Bags
- Dimensioni	m	R = 9.9
Compressori		
- Portata di massa	kg/s	75
- Tempo di funzionamento	ore	3.90 (alla max portata)
- Configurazione		Assiale, centrifugo, centrifugo
- Pressioni	bar	1 - 9 - 25 - 73
Scambiatori di calore		
- Tipologia		A flussi incrociati in controcorrente
- Fluido		Acqua
- Portata minima	kg/s	18.6 (@ $T_{acqua} = 10^{\circ}\text{C}$)
Turbine		
- Portata di massa	kg/s	150
- Tempo di funzionamento	ore	1.95 (alla max portata)
- Configurazione		Alta, media, bassa
- Pressioni	bar	70 - 25 - 9 - 1
TES		Calcestruzzo ad alta temperatura
- Calore specifico	kJ/kg*K	0.91
- Densità	kg/m ³	2'700

Tabella 7.5: Parametri sistema OCAES

Pressione [bar]	Temperatura [K]		
p_1	1	T_{in}	288.15
p_{i_1}	9	T_{out}	539.83
p_{i_1}	9	T_{in}	288.15
p_{i_2}	25	T_{out}	385.82
p_{i_2}	25	T_{in}	288.15
p_2	73	T_{out}	391.37
Raffreddamento finale			
p_2	73	T_{in}	391.37
p_2	73	T_{out}	288.15

Tabella 7.6: Andamento della temperatura nei vari stadi di compressione.

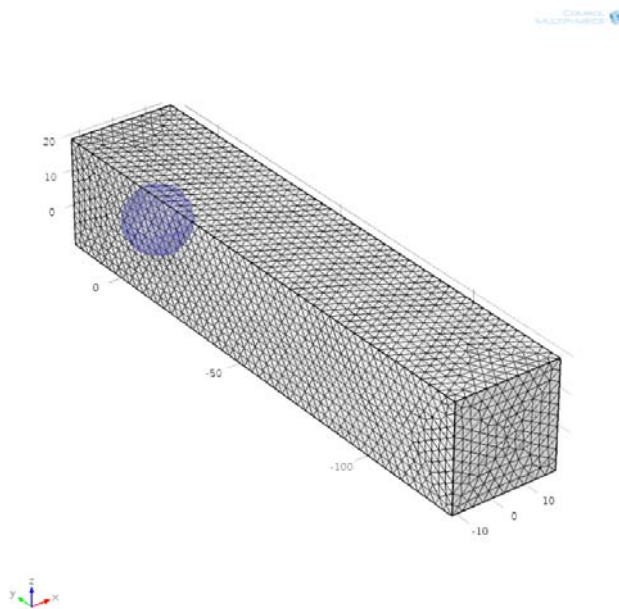


Figura 7.6: Mesh usata nelle simulazioni.

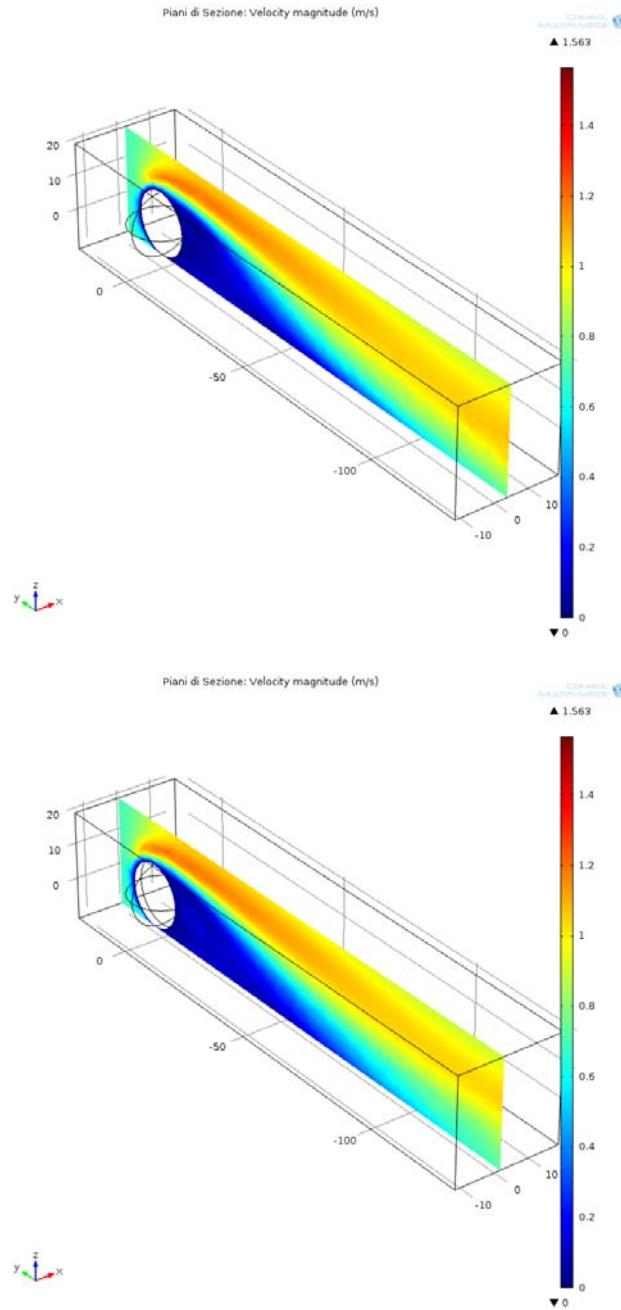


Figura 7.7: Campo di velocità della corrente marina che investe un pallone ancorato sul fondale di $R = 9.9$ m alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s).

CAPITOLO 7. DIMENSIONAMENTO OCAES SICILIA

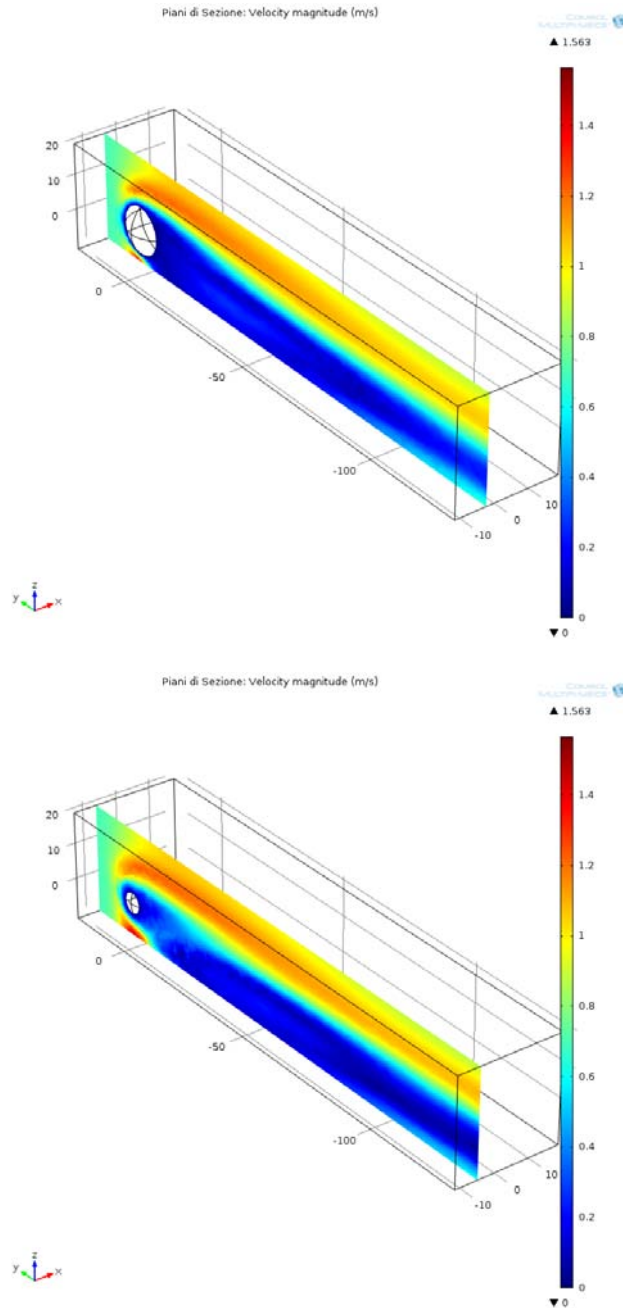


Figura 7.8: Campo di velocità della corrente marina che investe un pallone ancorato sul fondale di $R = 9.9$ m alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s).

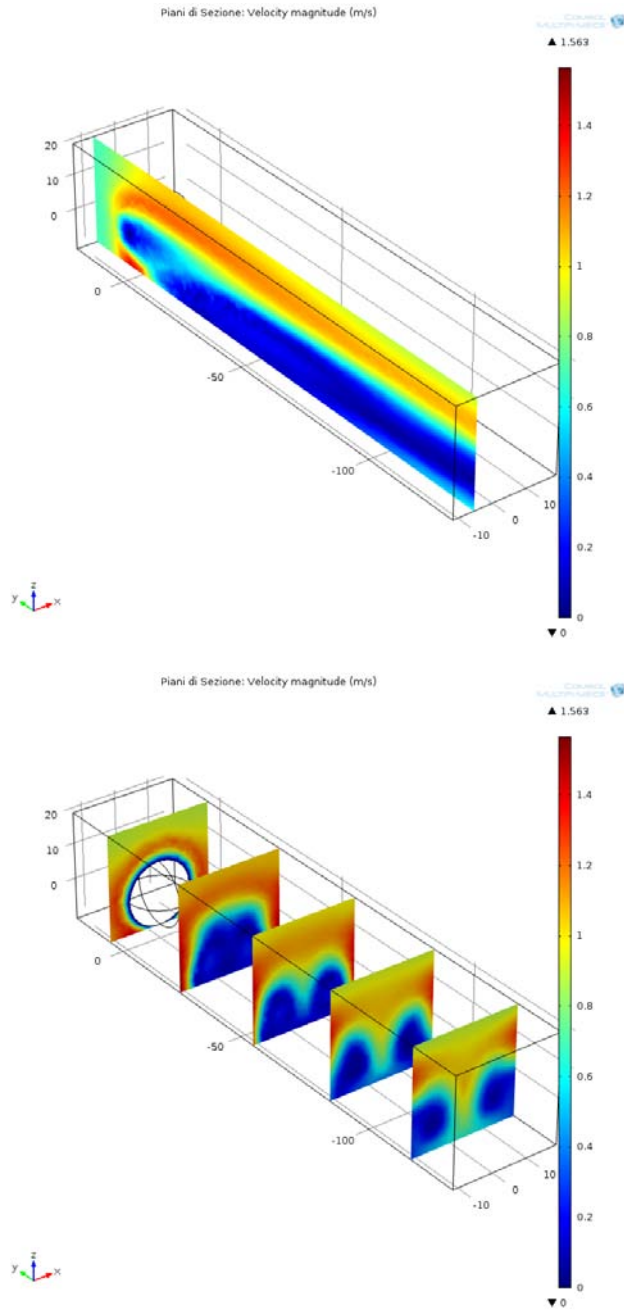


Figura 7.9: Campo di velocità della corrente marina che investe un pallone ancorato sul fondale di $R = 9.9$ m alla velocità di 1.3 kts (0.7 m/s).

CAPITOLO 7. DIMENSIONAMENTO OCAES SICILIA

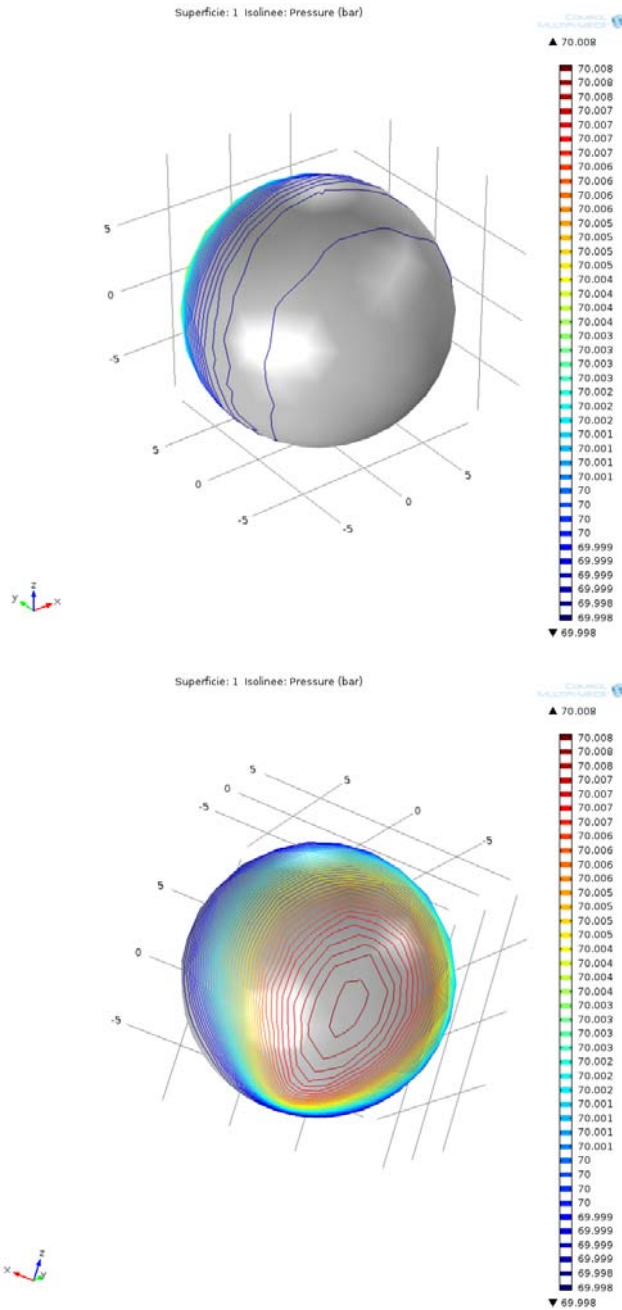


Figura 7.10: Andamento della pressione sulla superficie della sfera alla profondità di 700 m sott'acqua investita da una corrente a 1.3 kts.

Concludendo, nella Fig.7.10 vedo che la corrente marina alla velocità di 0.7 m/s non influisce molto sulla distribuzione della pressione sul contenitore, che mediamente è pari a 70 bar e che non sono necessari sistemi di ancoraggio supplementari oltre a quelli necessari per vincere la forza di galleggiamento.

Capitolo 8

Appendice

8.1 Scelta Compressori

I compressori sono dispositivi in grado di aumentare la pressione di un gas, quindi macchine atte a produrre aria compressa.

Fra le caratteristiche dei compressori sono da evidenziare:

- il rapporto di compressione dato dal rapporto tra la pressione assoluta di mandata p_{a1} e la pressione assoluta di aspirazione p_{a0} ed è indicato con β :

$$\beta = \frac{p_{a1}}{p_{a0}}$$

- la portata teorica data dal prodotto della cilindrata (area del pistone per la sua corsa) per il numero di giri al minuto dell'albero motore e può essere espressa in m^3/min o nL/min .
- la portata effettiva la cui massima dipendenza è data dal coefficiente di riempimento del cilindro (rendimento volumetrico). Essa è la portata che realmente il compressore fornisce e viene espressa come indicato per la portata teorica.

La scelta dei tipi di compressori da adottare dipende dalle considerazioni di carattere tecnico ed economico (Tabella 8.1).

Le varie tipologie di compressori hanno dei campi di applicazione abbastanza specifici in base alle loro prestazioni in termini di pressione e portata (Fig.8.1).

Tipi di compressori	Pressioni [bar]	Portate [Nm³/min]
<i>Alternativi</i>		
Monostadio	7-10	<20
Multistadio	>20	<20
<i>A palette</i>		
	2-10	<100
<i>A vite</i>		
Lubrificati monostadio	3-13	<70
Lubrificati bistadio	<20	<70
A secco monostadio	<4	<100
A secco multistadio	4-10	<100
<i>Roots</i>		
Monostadio	<1	<300
Bistadio	<2.5	<300
<i>A elicoidi</i>		
	<10	<1
<i>Dinamici</i>		
Radiali	<22	<1'000
Assiali	<5	<8'000

Tabella 8.1: Vari tipi di compressori con relativi rapporti di compressione e portate.

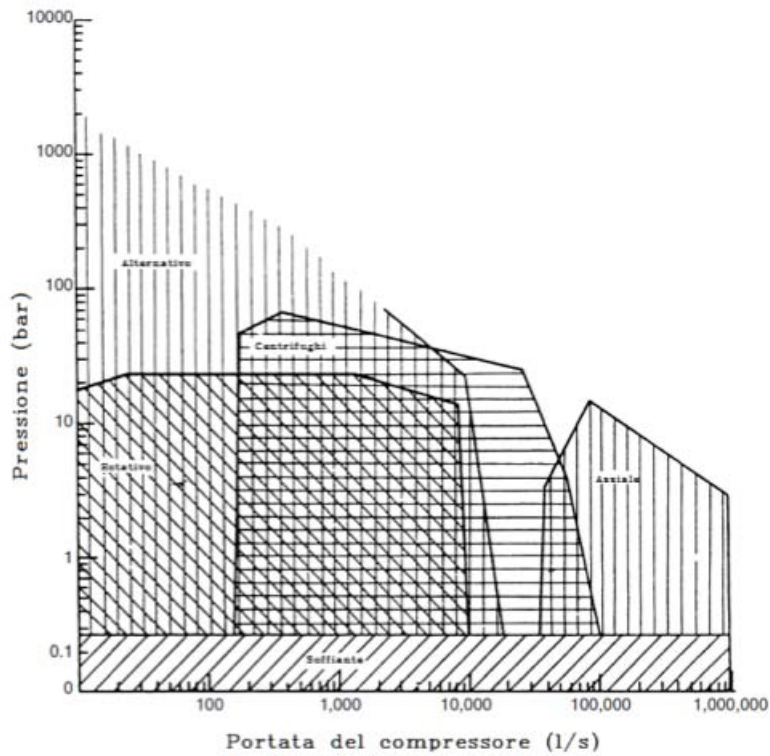


Figura 8.1: Campi di utilizzo delle varie tipologie di compressori.

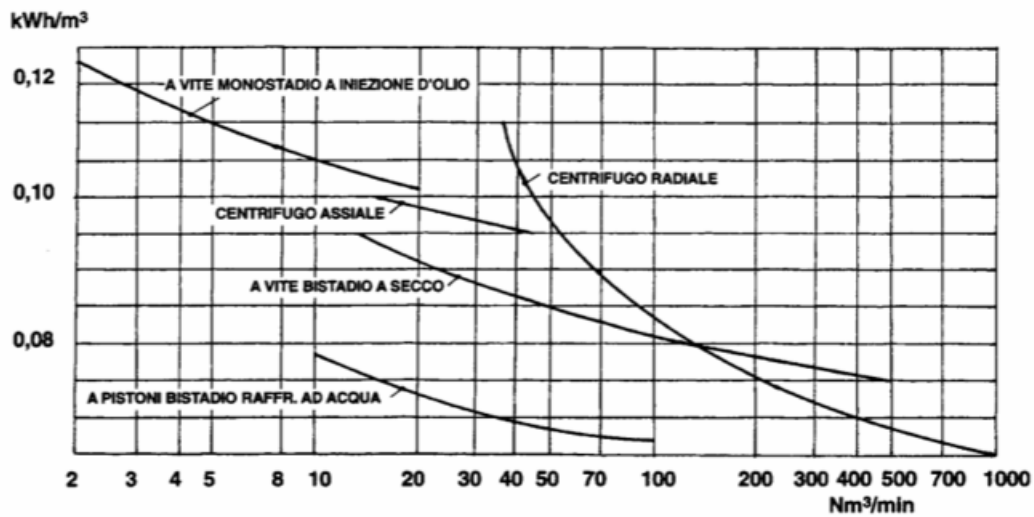


Figura 8.2: Consumi di energia per le varie tipologie di compressore.

Altri parametri di valutazione, per gestire la scelta nei campi dove possiamo utilizzare più tipi di compressori sono: l'affidabilità, l'ingombro, le caratteristiche dei basamenti, la qualità dell'aria compressa (presenza di olio o altri inquinanti), la flessibilità di esercizio, i costi dell'aria compressa. Il consumo specifico di energia è espresso in kWh per m³ di aria libera aspirata; esso dipende essenzialmente dalla possibilità di influenzare il ciclo termodinamico di compressione asportando calore, in modo da avvicinarsi alla compressione isoterma. Nel mio caso la pressione assoluta di mandata di 70 bar è raggiungibile soltanto da compressori alternativi multistadio e da compressori centrifughi.

8.2 Trattamento aria

8.2.1 Filtraggio aria nelle stazioni di compressione

L'impianto di compressione, necessita di apparecchiature per il filtraggio e il trattamento dell'aria. Già sul condotto di aspirazione dei compressori devono essere presenti dei filtri. L'aria da comprimere deve infatti essere priva, per quanto possibile, di particelle inquinanti solide e gassose. Le particelle solide possono infatti produrre usura negli elementi striscianti, mentre gli inquinanti gassosi possono provocare corrosione. L'aria atmosferica contiene sempre numerosi inquinanti solidi, oltre al vapore d'acqua. I filtri di aspirazione devono quindi trattenere, per quanto possibile, le particelle inquinanti contenute nell'aria aspirata. Devono essere filtri di tipo meccanico con un'alta efficacia di separazione e una piccola resistenza al passaggio dell'aria. A valle del compressore devono essere piazzati anche filtri di uscita dove la separazione degli elementi inquinanti si basa su principi fondamentali come: la separazione per centrifugazione, la fissazione per urto di particelle liquide su fibre e il fenomeno della coalescenza in percorsi tortuosi di piccolo diametro. I filtri per l'aria compressa vengono raggruppati in differenti classi in funzione della filtrazione ottenuta. In tabella 8.2 sono indicate le caratteristiche di tali classi nei riguardi delle particelle solide, secondo le raccomandazioni PNEUROP.

Classe	Dimensione max delle particelle [μm]	Concentrazione max [mg/m^3]
1	0.1	0.1
2	1	1
3	5	5
4	50	non specificata

Tabella 8.2: Classificazione dei filtri nei riguardi delle sostanze solide

8.2.2 Essiccamento dell'aria compressa

L'aria ambiente contiene vapore d'acqua in quantitativi variabili da giorno a giorno. Nel compressore, l'aumento di temperatura è prevalente rispetto all'aumento di pressione, per cui non si manifesta nessun fenomeno di formazione di condensa. Nel raffreddamento, che si provoca successivamente, si superano le condizioni di saturazione e una parte del vapore d'acqua si separa sotto forma di condensa. Nella tabella 8.3 sono riportati i contenuti di vapore d'acqua in grammi per un metro cubo di aria in condizioni di riferimento, quando si trova in condizioni di saturazione (umidità relativa 100%), a differenti valori di temperatura e di pressione.

Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	Pressione [MPa]			
	0	0.4	0.7	1.0
+ 70	192.484	38.496	24.060	17.498
+ 60	126.568	25.313	15.821	11.506
+ 50	80.694	16.138	10.016	7.335
+ 40	49.709	9.941	6.213	4.519
+ 30	29.506	5.901	3.688	2.682
+ 20	16.822	3.364	2.102	1.529
+ 10	9.178	1.835	1.147	0.834
0	4.775	0.955	0.596	0.434
- 10	2.115	0.423	0.264	0.192

Tabella 8.3: Contenuto di vapore d'acqua saturo in g/m^3 di aria standard (ANR), per differenti temperature e pressioni.

I sistemi di essiccazione utilizzati nella pratica sono del tipo a refrigerazione, ad assorbimento, a deliquescenza, misti o combinati.

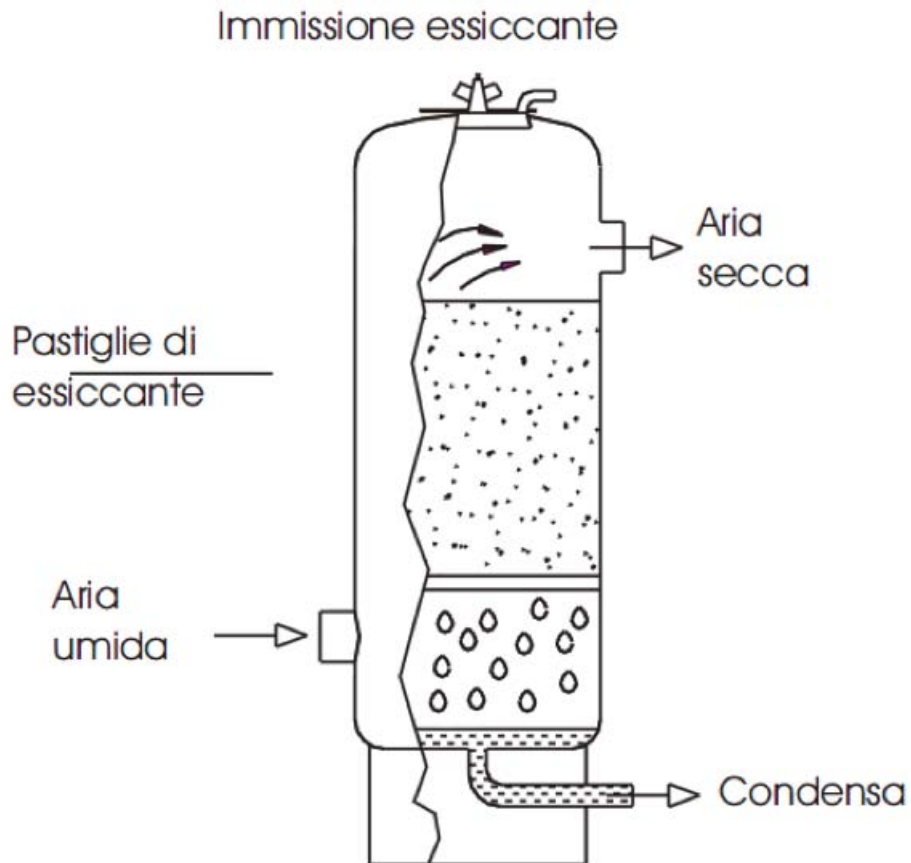


Figura 8.3: Esempio sistema di essiccazione

E' evidente che più mi occorre aria secca e pulita tanto più aumentano i costi cui si va incontro.

Come per i compressori, anche per gli impianti di essiccazione è necessario tenere presente ai fini della scelta le diverse voci di costo e precisamente:

- ammortamento
- consumo di energia
- perdita di carico

- manutenzione

Per l'aria compressa sono presenti tabelle da normativa che riportano una raccomandazione che ne precisa le caratteristiche, definendo 5 livelli di qualità (Tabella 8.4).

Classi	Sporcizia (particelle solide)				Acqua	Olio
	Numero max. di particelle per m ³ diametro particelle (d) [μ m]				Punto di rugiada	Concentrazione max.
	≤ 0.10	$0.1 < d \leq 0.5$	$0.5 < d \leq 1.0$	$1.0 < d \leq 5.0$	[°C]	[mg/m ³]
0	Requisiti specificati dall'utente/fornitore del dispositivo più severi rispetto alla classe 1					
1	*	100	1	0	-70	0.01
2	*	100'000	1'000	10	-40	0.1
3	*	*	10'000	500	-20	1
4	*	*	*	1'000	3	5
5	*	*	*	20'000	7	>5

* = non specificato

Tabella 8.4: Classi di qualità dell'aria compressa ISO8573-1.

8.3 Scambiatori di calore

Dopo ogni fase di compressione l'aria compressa viene raffreddata usando scambiatori di calore a flussi incrociati in controcorrente. Come liquido di raffreddamento viene usata dell'acqua a pressione atmosferica. Per garantire il salto termico minimo, in controcorrente è necessario che ci siano almeno 5 gradi di differenza tra la temperatura dell'acqua in ingresso e temperatura finale di raffreddamento dell'aria compressa. Usando la relazione:

$$Q = w_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_{in,c} - T_{fin,c}) \quad (8.1)$$

mi ricavo il calore che devo estrarre a regime in [W], dove

w_c è la portata di massa del fluido caldo in [kg/s];

c_{p_c} è il calore specifico a pressione costante del fluido caldo in [J/kgK];

$T_{in,c}$ e $T_{fin,c}$ sono le temperature iniziale e finale del fluido caldo in [K].

Per estrarre 196.270 MW di calore ho bisogno di una portata di ~ 18.6 kg/s di acqua alla temperatura di 10°C a pressione atmosferica.

Le prestazioni degli scambiatori che vengono installati non sono esattamente pari a quelle di progetto per una serie di motivi, tra cui i principali sono:

- l'effettiva superficie di scambio non è esattamente pari a quella calcolata in sede di progetto;
- ci sono incertezze nella determinazione del coefficiente di scambio termico globale;
- le prestazioni dello scambiatore si degradano nel tempo a causa dello sporcamento delle superfici (*fouling*);
- alcuni scambiatori sono sottoposti a variazioni di carico durante l'esercizio.

In tutti questi casi si pone il problema di riportare le condizioni di funzionamento dello scambiatore a quelle nominali mediante organi di regolazione. Generalmente, la regolazione è del tipo *ad anello chiuso*, vale a dire si agisce sull'organo di regolazione sulla base dello *scostamento* tra il valore della *variabile di controllo* misurato da un sensore (es. la temperatura di uscita di uno dei due fluidi) ed il valore di riferimento impostato di tale variabile. Le più diffuse soluzioni impiantistiche per la regolazione degli scambiatori agiscono sulla portata di uno dei due fluidi e sono le seguenti:

- regolazione di portata tramite valvola a due vie;
- regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile;
- regolazione in derivazione a portata costante;
- regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante.

8.3.1 Regolazione di portata tramite valvola a due vie

In questo tipo di regolazione (Fig.8.4 (sx)) la portata viene variata tramite una valvola di regolazione a due vie. Si varia quindi l'efficienza dello scambiatore

agendo sia sul rapporto C_{min}/C_{max} , sia sul valore di NUT (se la portata regolata corrisponde a C_{min} sia sulla variazione del coefficiente di scambio termico globale dovuta alla variazione di velocità di uno dei due fluidi. Questa regolazione è di tipo *dissipativo*, in quanto la valvola di regolazione introduce una perdita di carico aggiuntiva, il che comporta un aumento della potenza di pompaggio rispetto al caso in cui la stessa portata fluisca nello scambiatore senza valvola. Questo schema implica i minori costi di impianto tra tutte le soluzioni esposte, tuttavia il campo di regolazione (che dipende dalle caratteristiche della valvola e della pompa) non è in genere molto ampio.

8.3.2 Regolazione di portata tramite pompa a velocità variabile

Per ottenere lo stesso effetto del caso precedente senza introdurre perdite di carico aggiuntive, si può ricorrere ad una pompa a velocità variabile (Fig.8.4 (dx)). La velocità di rotazione della pompa, generalmente azionata da un motore elettrico asincrono monofase o trifase, può essere regolata in modo discontinuo tramite circuiti elettronici (questa soluzione non è adatta per la regolazione ad anello chiuso) od in modo continuo tramite un inverter. I costi sono generalmente maggiori rispetto al caso precedente.

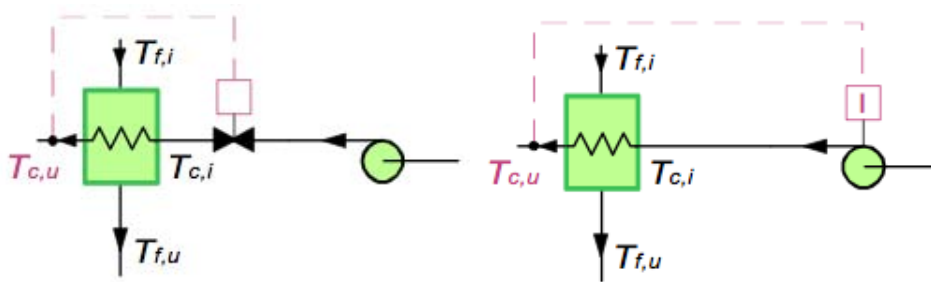


Figura 8.4: Regolazione di portata in uno scambiatore (sx) tramite valvola a due vie (dx) tramite pompa a velocità variabile. In questo caso, la variabile regolata è la temperatura del fluido caldo in uscita $T_{c,u}$.

8.3.3 Regolazione in derivazione a portata costante

In questa soluzione (Fig.8.5) si introduce un ramo AB di derivazione (o *bypass*) del circuito, e si fa uso di una valvola *a tre vie miscelatrice*: questa valvola miscela due portate in ingresso per ottenere un flusso in uscita il cui valore si mantiene costante. In questo modo, lo scambiatore funziona a portata costante, ma con temperatura in ingresso variabile a seconda della quantità di fluido ricircolata nel ramo AB.

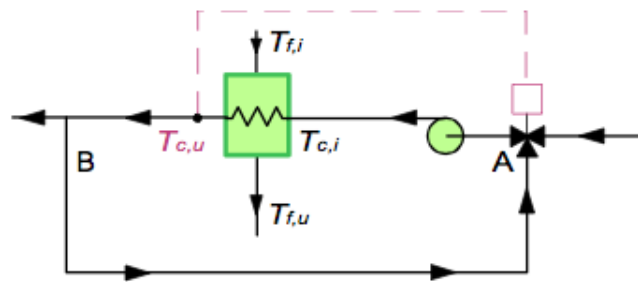


Figura 8.5: Regolazione di portata in derivazione in uno scambiatore tramite valvola a tre vie a *portata costante*. In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$ e si fa uso di una valvola miscelatrice.

8.3.4 Regolazione in derivazione a temperatura d'ingresso costante

In questa soluzione (Fig.8.6 (sopra)) si fa uso di una valvola *a tre vie deviatrice*: questa valvola suddivide la portata in ingresso in due flussi in uscita la cui somma si mantiene costante. In questo caso lo scambiatore funziona a portata variabile, ma con temperatura d'ingresso costante. Lo stesso schema si può realizzare inserendo in uscita allo scambiatore una valvola miscelatrice, di minor costo (Fig.8.6 (sotto)). Questa soluzione è preferibile quando non si vuole variare molto la temperatura media della superficie di scambio. Si noti che in ogni caso di regolazione in derivazione (Fig.8.5 e 8.6) la pompa viene piazzata sul ramo sul ramo del circuito ove circola la portata totale (costante) per non variare il punto di funzionamento.

La scelta tra l'una o l'altra soluzione impiantistica dipende da un gran numero di

fattori, tra cui ampiezza del campo di regolazione richiesto, costo dell'impianto, *layout* dei circuiti.

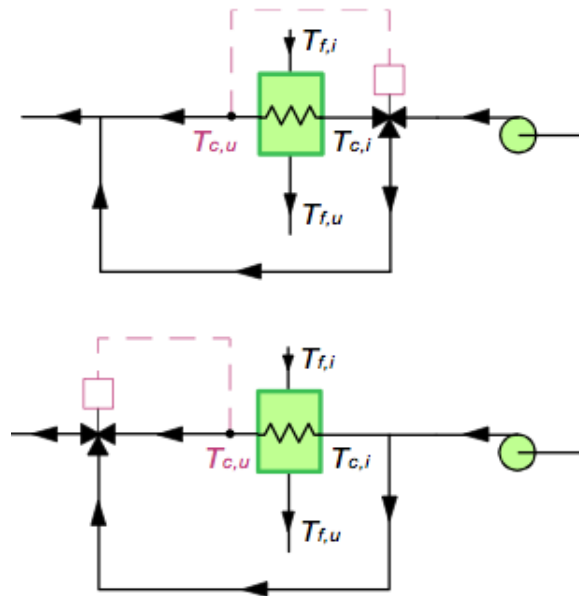


Figura 8.6: Regolazione di portata in derivazione in uno scambiatore tramite valvola a tre vie a *temperatura d'ingresso costante*: (sopra) con valvola deviatrice; (sotto) con valvola miscelatrice. In questo caso, la variabile regolata è $T_{c,u}$.

8.4 Pipeline

In acque profonde, la pipeline è la scelta più conveniente per il trasporto dell'aria compressa dalla stazione di compressione situata sull'isola ai contenitori per l'aria compressa situati sul fondale marino distanti circa 40 km dal litorale, indipendentemente dalle difficoltà di progettazione ed installazione.

L'alta pressione idrostatica, il profilo irregolare del fondale marino, e la corrosione dovuta all'acqua marina rendono la progettazione e l'installazione delle pipeline più complicata. Le aree di sfida nella progettazione delle pipeline nelle acque profonde (e non solo) sono:

- Selezione del materiale;

- Isolamento;
- *Free span mitigation*;
- Installazione, e
- Riparazione.

8.4.1 Selezione del materiale

Diversi materiali sono stati sviluppati per le pipeline: a basso contenuto di carbonio (del tipo API-5L), acciaio inossidabile, duplex, Cromo-13, titanio, di tipo rivestito (parte interna in lega e parte esterna a basso contenuto di carbonio), materiali flessibili, e materiali compositi. La selezione di materiali anticorrosivi dipende dalle proprietà del fluido che devono trasportare: pressione, temperatura, e componenti corrosive. L'uso di un processo di inibizione della corrosione dipende dal capitale iniziale, gli anni di vita del progetto, lunghezza delle condutture, e lo spessore della parete del tubo.

8.4.2 Isolamento

L'isolamento delle pipeline esternamente è necessario per mantenere la temperatura del fluido (aria) entro valori tali da evitare la formazione di condensa nella condotta. I sistemi di isolamento tradizionali usano materiali chiamati "umidi", come poliuretano, polipropilene, gomma, vetro o plastica rinforzata. Questi materiali sono caratterizzati da un coefficiente di scambio del calore di circa $2 \text{ W/m}^2\text{K}$. Gli isolanti "secchi", come poliuretano espanso o lana di roccia, possono raggiungere coefficienti di scambio del calore migliori (più bassi) di circa $1 \text{ W/m}^2\text{K}$. La presenza di acqua degrada notevolmente le prestazioni dei materiali "secchi", e sono perciò necessari sistemi *pipe-in-pipe* (PIP) per raggiungere valori più bassi del coefficiente di scambio del calore. La sepoltura della condotta ad una certa profondità oppure ricoprire la pipeline con ghiaia può fornire un ulteriore effetto isolante.

Recenti ricerche indicano che una combinazione tra sistemi di isolamento delle

pipeline e sepoltura della condotte sono più convenienti rispetto al solo aumento dello spessore del isolante.

8.4.3 Free Span Mitigation

Per la valutazione del percorso della condotta, si deve considerare la lunghezza più corta della condotta, la tutela dell'ambiente, e il fondale liscio per evitare un'eccessivo "free spanning" della condotta. Se il "free span" non può essere evitato a causa della conformazione rugosa del fondale marino, deve essere ridotto per un tratto maggiore possibile.

Il "free spanning" causa problemi sia sotto aspetto statico che dinamico. Se la lunghezza della tratta affetta da "free span" è troppo lunga, la pipeline sarà sovrastressata dal peso della pipeline e del suo contenuto. La forza di resistenza dovuta alle correnti vicino al fondale contribuiscono anche esse al carico statico. Per mitigare il carico statico, si possono usare supporti meccanici oppure materassi/sacchi di sabbia e cemento.

Le correnti vicino al fondale inducono anche movimenti dinamici, dovuti alla formazione di vortici (VIV - Vortex Induced Vibration). La vibrazione inizia quando la frequenza dei distacchi dei vortici si avvicina alla frequenza naturale della campata del tubo. La frequenza naturale del tratto di condotta viene aumentata diminuendo la lunghezza della tratta, con conseguente diminuzione ed eliminazione di VIV. Aggiungendo dispositivi di soppressione di VIV possono prevenire la vibrazione della condotta in certe condizioni. Nella Tabella 8.5 sono identificati diversi metodi di mitigazione del "free span".

Sulla base delle condizioni del suolo, la profondità dell'acqua, e l'altezza dell'arco del fondo del mare, deve essere selezionato il metodo appropriato. Se l'intervallo di altezza è relativamente basso, diciamo meno di 1 m, si raccomanda usare sacchi di sabbia e cemento o materassi. Se l'intervallo di altezza è maggiore di 1 m, sono più pratici supporti con gambe telescopiche o gambe a vite. Illustrazioni grafiche di ciascun metodo sono mostrati nella Fig.8.7.



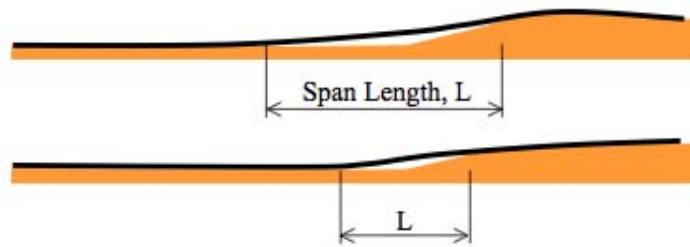
(a) Copertura con materassi.



(b) Morsetti con piedi telescopici.



(c) Morsetti con piedi a vite.



(d) Alterazione del fondale (prima e dopo aver ridotto l'altezza della condotta dal fondale).



(e) Moduli di galleggiamento.

Figura 8.7: Metodi di mitigazione del *Free Span*.

Metodi	Descrizione
Sacchi di sabbia e cemento	<p>Posizionamento dei pesi sul fondale sotto e al lato dello "free span".</p> <p>I sacchi di sabbia possono essere installati dalla superficie dell'acqua mediante cavi e l'aiuto di un subacqueo o assistenza ROV.</p>
Materassi	<ul style="list-style-type: none"> - Facile da installare e basso costo in acque poco profonde. - Non auspicabile per acque profonde, fondo inclinato, o elevati free span in basso.
Morsetti con piedi telescopici	<p>Struttura invertita a "V" con piedi in rilievo e gambe telescopiche.</p> <p>Un ROV aziona un meccanismo di regolazione idraulica.</p> <p>In funzione dell'angolo tra le gambe, può essere ridotta la deflessione laterale della condotta.</p>
Morsetti con piedi a vite	<p>Morsetti con piedi a vite. Un ROV aziona un meccanismo di regolazione idraulica.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Il movimento laterale può essere ridotto per le gambe ancorate. - Per un fondale roccioso, può essere usato un'ancoraggio costituito da un foro riempito di resina epossidica.
Alterazione del terreno del fondale	<p>Lisciare il profilo del fondale per distribuire più uniformemente i carichi e accorciare la lunghezza della campata.</p> <ul style="list-style-type: none"> - Può essere effettuato attraverso il dragaggio, lo scavo o aratura a seconda delle condizioni del terreno del fondo marino e le attrezzature disponibili.

Moduli di galleggiamento	Ridurre il peso sommerso con l'aggiunta di moduli di galleggiamento nella zona della campata. - Riduzione dello stress sulla campata e gli stress localizzati. - Può incrementare la forza di trascinamento.
Sopressori di VIV	Posizionamento di alette idrodinamiche o eliche per evitare il distacco di vortici, evitando così l'insorgenza di VIV. Può incrementare la forza di trascinamento.

Tabella 8.5: Metodi di mitigazione del *Free Span*.

8.4.4 Instalazione

Ci sono quattro metodi di installazione: *towing*, *S-lay*, *J-lay* e *reel-lay* (Fig.8.8).

Il metodo *towing* è attrattivo per distanze piccole dalla costa e l'installazione di un fascio di pipeline. Il *S-lay* è applicabile in acque poco profonde anziché *J-lay*. La profondità dell'acqua in cui si passa dal metodo *S-lay* a *J-lay* dipende dalla capacità della nave e dalle dimensioni delle condotte. E' consigliato usare: il metodo *S-lay* in acque poco profonde (meno di 305 m), tra i 305 e i 914 m si usa un *DP S-lay* (intermediate dynamically positioned S-lay), che corrisponde al nostro caso, e *DP J-lay* per profondità maggiori di 914 m.

Reel-lay usa la stessa strumentazione di installazione dei metodi *S-lay* o *J-lay* ad eccezione della presenza di una bobina (reel) orizzontale o verticale a bordo della nave. L'uso del *reel-lay* dipende dalle dimensioni della condotta e dalla profondità dell'acqua. Attualmente la dimensione massima della condotta installabile col *reel-lay* è di 18". Lo spessore dei muri della condotta deve essere spesso abbastanza da evitare l'appiattimento durante il processo di avvolgimento (formazione della bobina). Mediamente, il peso di una condotta avvolgibile è maggiore del 17% per una condotta da 14", del 32% per una da 16" e 47% maggiore per una condotta da 18". Il costo extra di una condotta avvolgibile è recuperato dalla velocità maggiore dell'installazione e la possibilità di usare tubi di grado minore, ad esempio X-52 anziché X-65.

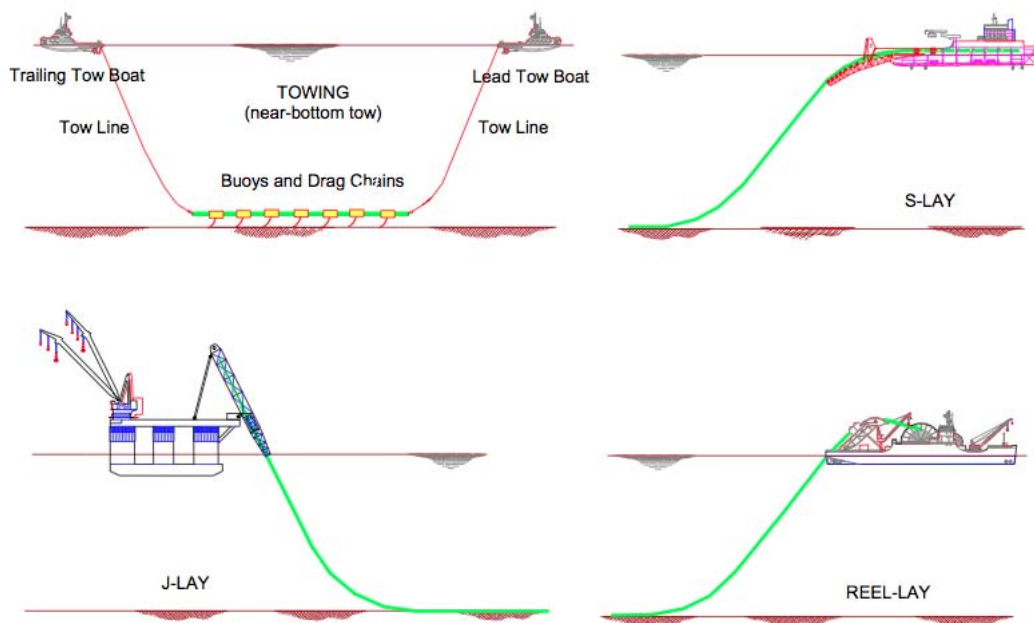


Figura 8.8: Metodi di installazione.

8.4.5 Riparazione

Durante le fasi iniziali del progetto deve essere evidenziato un piano di riparazione di emergenza oppure OPRP (Offshore Pipeline Repair Plan) per permettere di trovare tempo per eventuali riparazioni necessarie. L'obiettivo di OPRP è di minimizzare il tempo di inattività della pipeline danneggiata e deve essere riparata. Una delle principali considerazioni per la riparazione di una offshore pipeline è la disponibilità di attrezzature come connettori, morsetti, strumenti di corsa, navi per l'installazione. Il termine di esecuzione per alcune attrezzature varia da 3 a 6 mesi. Certa attrezzatura specificatamente progettata non viene tenuta in stock dal produttore, perciò per evitare perdite di tempo devono essere procurate in anticipo.

Per questa ragione numerosi operatori hanno un piano di riparazione di emergenza per l'assistenza di un subacqueo alla riparazione, ad esempio RUPE (Response to Underwater Pipeline Emergencies). RUPE è stato formato in 1977 ed è arrivato a 23 partecipanti nel 1998. La maggior parte dei partecipanti, sono operatori del gas e petrolio, che si suddividono i costi dei materiali, il mantenimento

e la riparazione del sistema.

Durante l'installazione di una condotta, la condotta si può deformare dovuta alla perdita del posizionamento dinamico provocato dalle correnti marine. Anche una cattiva saldatura può provocare il danneggiamento della condotta durante l'installazione.

Se durante la posa, la condotta inonda bisogna invertire l'operazione di posa, recuperare il punto difetto sulla nave per la sostituzione. L'uso di un morsetto di riparazione è un'altra opzione per la riparazione durante l'installazione, se il punto difetto è piccolo e posizionato con precisione.

Durante il funzionamento, la pipeline si può danneggiare come conseguenza di corrosione interna/esterna, carichi esterni dovuti ad ancore, reti da pesca, vibrazioni dovuti alle correnti marine ecc. Durante l'installazione o dopo il completamento dell'installazione, ci sono generalmente due metodi di riparazione a disposizione: il sistema di riparazione *on-bottom* e *surface lift/bottom*.

Il sistema di riparazione a pinza o morsetto è applicabile per danni localizzati. Il morsetto racchiude la sezione del tubo danneggiato in modo che non è richiesto alcun taglio del tubo.

Il sistema di riparazione *on-bottom* può essere utilizzato per una sezione lunga della condotta da riparare, richiede strutture di sollevamento della condotta, il tagliatubi, connettori stampati a freddo o senza saldature.

Il sistema di riparazione *surface lift/bottom* richiede il taglio sul fondo di sezioni di condotta da riparare, il sollevamento di ciascuna estremità tagliata in superficie e l'installazione di un connettore saldabile con o senza PLEM (collettore finale della pipeline) su ciascuna estremità. Il sistema di sollevamento e collegamento dei pezzi è una tecnologia dimostrata, tuttavia richiede una nave pesante per il sollevamento.

Per profondità fino a 610 m invece di usare ROV, si può utilizzare un WASP



Figura 8.9: WASP ADS - Installazione di un connettore senza saldature. Sorgente: Oceaneering.

ADS (Atmospheric Diving System) con connettori a flangia (Fig.8.9).

Se non si ha a disposizione di una nave pesante per il sollevamento, è consigliato usare il sistema *on-bottom*, in caso contrario, avendo a disposizione una nave con un sistema di sollevamento adeguata è da preferire il sistema *surface lift/bottom*. Il metodo *surface lift/bottom* installa i connettori saldandogli ad ogni estremità della condotta danneggiata e fissata sul fondale del mare, questo garantisce una migliore tenuta rispetto al collegamento sul fondo che impiega connettori serrati. Tuttavia, qualora il sollevamento della condotta è impedito dalla sepoltura della pipeline, da variazioni di campata, incrocio con cavi si deve usare il metodo *on-bottom* indicato in Fig.8.10.

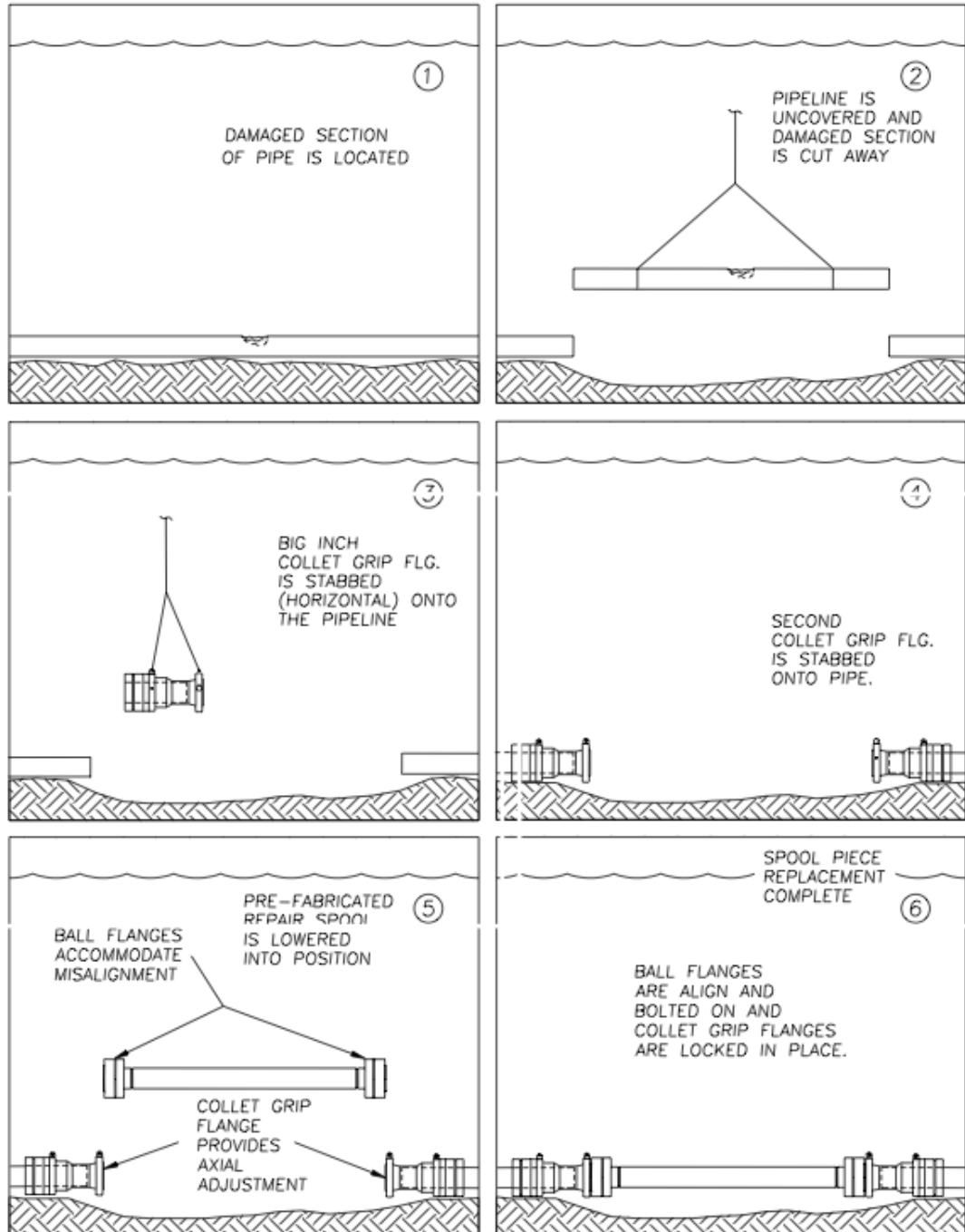


Figura 8.10: Procedura di riparazione on-bottom. Sorgente: Big Inch.

Bibliografia

- [1] Joong-kyoo Park, Paul I. Ro, Saniel D. Lim, Andre P. Mazzoleni, Brendan Quinlan. *Analysis and optimization of a quasi-isothermal compression and expansion cycle for Ocean Compressed Air Energy Storage (OCAES)*, 2012.
- [2] Saniel D. Lim, Andre P. Mazzoleni, Joong-kyoo Park, Paul I. Ro, Brendan Quinlan. *Conceptual design of ocean compressed air energy storage system*, 2012.
- [3] Mohsen Saadat, Perry Y. Li. *Modeling and Control of a Novel Compressed Air Energy Storage System for Offshore Wind Turbine*, 2012.
- [4] D. Fiaschi, G. Manfrida, R. Secchi, D. Tempesti. *A versatile system for offshore energy conversion including diversified storage*, 2012.
- [5] Josh Taylor, Arne Halmes. *Analysis of compressed air energy storage*.
- [6] AUDAX ENERGY srl. *Istanza d 364 C.R.-AX – Quadro Ambientale*, 2010.
- [7] Istituto Idrografico della Marina. *Atlante delle correnti superficiali dei mari Italiani*, 1982.
- [8] Jaeyoung Lee. *Design and Installation of Deepwater Petroleum Pipelines*.
- [9] Nicola Forgione, Paolo Di Marco. *Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche Cap. 11. Scambiatori di calore*, 2003.
- [10] Michele Brutti, Prof. Ing. Alessandro Persona. *Tesi: Impianti di servizio nell'ambito industriale: Criteri di dimensionamento di un impianto ad aria compressa*, 2012.

BIBLIOGRAFIA

- [11] F. Badalamenti, C. Basso, F. Nucita. *Cartografia ufficiale dell'Istituto Idrografico della Marina*.
- [12] James D. C. Meredith. *Design, Construction and Testing of an Ocean Renewable Energy. Storage Scaled Prototype*, 2012.
- [13] Alberto Cavallini, Lino Mattarolo. *Termodinamica Applicata* - Ed. CLEUP, 1972.
- [14] AEIT. *In Primo Piano: Accumulo*, aprile/maggio 2013.
- [15] Franco Bortot, Prof. Andrea Tortella, Prof. Mauro Andriolo. *Tesi: Axial Flux Device For Electromagnetic Conversion/Suspension Applied To A Flywheel System*, 2013.
- [16] Andrew James Pimm. *Tesi: Analysis of Flexible Fabric Structures*, 2011.
- [17] www.meteoam.it. *Aeronautica Militare - Servizio Meteorologico - Temperatura Mare*.
- [18] www.eurometeo.com. *Archivio - CONDIZIONI METEO RILEVATE*.
- [19] S. Karellas, N. Tzouganatos. *Comparison of the performance of compressed-air and hydrogen energy storage systems: Karpathos island case study*, 2013.
- [20] Poonum Agrawal, Ali Nourai, Larry Markel, Richard Fioravanti, Paul Gordon, Nellie Tong, e Georgianne Huff. *Characterization and Assessment of Novel Bulk Storage Technologies - A Study for the DOE Energy Storage Systems Program*, 2011.