



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI
GENOVA

Università degli studi di Genova



DIPARTIMENTO DI
INGEGNERIA MECCANICA,
ENERGETICA, GESTIONALE
E DEI TRASPORTI - DIME

Dottorato di ricerca in
Ingegneria delle macchine e dei sistemi
per l'energia, l'ambiente e i trasporti
XXXIII ciclo

Curriculum Ingegneria delle macchine e dei sistemi
per l'energia, l'ambiente e la propulsione

2017-2020

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA

Dottorato di ricerca in

Ingegneria delle macchine e dei sistemi per l'energia, l'ambiente e i trasporti

XXXIII ciclo

Curriculum ingegneria delle macchine e dei sistemi per l'energia, l'ambiente e la propulsione

2017-2020

Andrea Bono

**Criticità nelle esigenze e nelle offerte energetiche:
il ruolo rilevante della progettazione
e della gestione ottimizzata delle macchine a fluido
e dei sistemi per la conversione di energia**

Aspetti applicativi nella piccola fornitura di energia e nella propulsione navale

Tutor: prof. Pietro Zunino
prof.ssa Francesca Satta

Ai miei genitori

Prefazione

Lo sviluppo delle energie rinnovabili all'interno dei paesi industrializzati ha fatto registrare negli ultimi anni un incremento considerevole a livello globale, che tuttavia presenta tassi di crescita disomogenei in relazione all'entità nazionale considerata e alla relativa politica di incentivazione delle fonti energetiche alternative a quelle tradizionali. Le ragioni di tale sviluppo sono sostanzialmente da identificare nel progressivo riscaldamento dell'atmosfera terrestre – da ricondurre, in base alle conclusioni di una parte del mondo scientifico, all'immissione di gas serra come l'anidride carbonica, quali residui dei processi di combustione delle fonti fossili tradizionali – e nel conseguente tentativo di ricercare fonti energetiche primarie, il cui sfruttamento non contribuisca all'innalzamento della temperatura media atmosferica globale e ne limiti, per quanto possibile, il trend di crescita. In tale contesto, la progettazione delle macchine e dei relativi sistemi energetici deve essere indirizzata a una conversione energetica che si riveli sempre più “sostenibile” e sia effettivamente finalizzata a perseguire uno sviluppo tecnico-economico e sociale improntato alla “sostenibilità”.

Il presente lavoro, svolto nell'ambito del corso di Dottorato di ricerca in *Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi per l'Energia, l'Ambiente e i Trasporti - XXXIII ciclo - Curriculum Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi per l'Energia, l'Ambiente e la Propulsione*, si propone di inquadrare quanto sopra descritto, in merito a soluzioni “energeticamente sostenibili”, con attenzione rivolta al contesto legislativo attuale di riferimento dei rispettivi settori, offrendo soluzioni di gestione ottimizzata delle macchine a fluido e dei sistemi per la conversione di energia in cui esse sono inserite, la cui “gestione ottimizzata” sia effettivamente conforme alle norme che regolano la progettazione o l'esercizio di un sistema energetico con particolari caratteristiche. Gli aspetti applicativi presi in esame, riguardanti tematiche di precedente e di attuale interesse di ricerca sviluppata all'interno del *Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti - DIME*, sono relativi a piccola fornitura di energia elettrica da fonte rinnovabile per applicazioni speciali (con focus sull'energia eolica) e a propulsione navale innovativa (con focus su combustibili innovativi e sistemi di propulsione non convenzionali in ambito navale).

Nello specifico, per quanto riguarda il primo degli aspetti applicativi, lo sviluppo delle energie rinnovabili è determinato dalla trasposizione legislativa delle esigenze sopra descritte, che impone, pur con le differenze riscontrabili a livello di normativa di ogni singolo Paese, l'immissione in rete, da parte dei produttori di energia elettrica, di una quota della propria produzione proveniente da fonti rinnovabili.

È in questo contesto che si colloca l'utilizzo dell'energia eolica come fonte energetica alternativa di considerevole importanza, sia per la naturale disponibilità di una risorsa come il vento, il cui potenziale è particolarmente elevato in alcune aree del pianeta, sia per la maturità della tecnologia di sfruttamento e per la relativa competitività economica di produzione, a confronto con altre energie rinnovabili.

Inoltre, se l'incentivazione, recentemente accresciuta, di cui tali energie godono, pone il produttore in una posizione favorevole all'investimento, la liberalizzazione del mercato dell'energia, promossa a livello comunitario, e ormai compiuta in Italia, apre anche nuove opportunità di contrattazione, accompagnate dall'esigenza, in fase di progetto e di valutazione dell'investimento, di un'analisi attenta di tutti quegli aspetti di complessità, introdotti dalla nuova disciplina del mercato elettrico, che hanno una ricaduta sulla cessione e sulla tariffazione dell'energia e, di conseguenza, sul ritorno economico dell'investimento stesso.

Ci si propone di inquadrare, per quanto riguarda la situazione italiana, l'energia eolica come facente parte di un più ampio settore energetico che, in ambito legislativo, viene indicato col nome di *fonti energetiche rinnovabili*. Sebbene l'energia da fonte idroelettrica occupi il posto di primaria importanza nel settore, l'energia eolica, di peso percentuale più limitato, presenta un tasso di crescita e condizioni di fattibilità tali da proporsi come una delle scelte più percorribili nel futuro per l'immissione in rete di energia rinnovabile. Si vogliono presentare, pertanto, tutti gli aspetti normativi e le relative applicazioni che accompagnano la vita di una wind farm, dalla proposta di costruzione dell'impianto, attraverso le incentivazioni previste e l'iter autorizzativo, fino alla sua entrata in esercizio e alla successiva vendita dell'energia elettrica prodotta, comprensiva delle agevolazioni ad essa riconosciute. Infine, quale caso di applicazione, si propongono casistiche di progetto di impianti eolici ibridi realizzati nel rispetto della normativa (con particolare riguardo a quella tariffaria), aventi le caratteristiche di studi di fattibilità tecnico-economica, volti a valutare il ritorno dell'investimento. A tali progettazioni della wind farm, intesa quale sistema di produzione energetica, segue la progettazione della singola turbina eolica ottimizzata per le condizioni di ventosità del sito, sviluppata in questo caso in termini di disegno aerodinamico delle pale, interazione fluido-struttura e condizioni di funzionamento del rotore.

§

Per quanto riguarda il secondo degli aspetti applicativi, l'uso dell'LNG, come combustibile alternativo impiegato per la navigazione e il trasporto terrestre pesante, ha recentemente fatto registrare un notevole sviluppo mondiale (Stati Uniti e Cina), seguito da un rapido incremento anche in Paesi europei. La principale criticità ostativa alla sua introduzione capillare è costituita dalla realizzazione sul territorio dell'infrastruttura di stoccaggio e distribuzione (terminali di rigassificazione e immissione del gas nella rete nazionale, ovvero stoccaggio costiero intermedio volto all'immagazzinamento dell'LNG per un uso specifico, quale ad esempio trasporti terrestri o marittimi).

Lo sviluppo dell'LNG come combustibile nel settore trasporti è una priorità delle politiche energetiche e ambientali dell'UE, in vista di un piano per la decarbonizzazione nel settore trasporti, da realizzarsi per mezzo di combustibili alternativi a quelli derivati dal petrolio fossile. La riduzione dell'emissione di CO₂ proveniente dalla combustione è prevista dal protocollo di Kyōto: gli obiettivi di decarbonizzazione perseguiti possono essere raggiunti attraverso la graduale sostituzione dei combustibili tradizionali con combustibili alternativi. Sebbene di origine fossile, l'LNG è considerato combustibile capace di ridurre le emissioni di gas climalteranti, in quanto caratterizzato da un più vantaggioso rapporto idrogeno-carbonio (gas naturale). È, inoltre, soluzione di interesse per l'eliminazione dello zolfo (presente nei prodotti petroliferi), fonte principale delle emissioni di anidride solforosa, e per la riduzione degli ossidi di azoto e monossido di carbonio, qualora la combustione sia realizzata in turbina a gas, macchina di conversione che consente in definitiva una combustione pulita con ridottissimi residui solidi.

Nell'ambito del settore dei trasporti, la propulsione marittima è responsabile di un apporto sostanziale all'inquinamento atmosferico, soprattutto nelle zone costiere e portuali, e ancora lungo le principali rotte oceaniche, ragion per cui la propulsione marittima è fortemente interessata dalla generazione di potenza in modalità sostenibile, tramite l'impiego di sistemi a combustibile innovativo. La normativa, di recente introduzione, limitante le emissioni al camino, avrà infatti un impatto determinante sull'incremento dei costi (di progettazione e di esercizio) relativi a navi di nuova costruzione (inerenti ai sistemi di abbattimento nel caso siano impiegati i combustibili

tradizionali ad alto tenore di inquinanti, inerenti al prezzo del combustibile nel caso siano impiegati combustibili aggiuntivamente raffinati, etc.).

La propulsione navale alimentata a gas può essere realizzata mediante l'impiego di motori primi costituiti da turbine a gas, il cui combustibile naturale di elezione per applicazioni marittime risulta essere l'LNG.

È pertanto necessario analizzare il contesto legislativo e la sua evoluzione, con specifico riferimento a norme e prescrizioni, valide a livello nazionale ed internazionale, nonché lo sviluppo della politica di regolamentazione in materia di controllo delle emissioni da trasporto marittimo, e valutare l'effettiva rispondenza della propulsione navale a gas ai requisiti normativi di futura applicazione, al fine di determinare la validità dell'LNG come opzione di efficace combustibile alternativo sostenibile da impiegarsi su larga scala per la propulsione marittima.

In presenza di tale rispondenza diventa possibile ipotizzare la riconversione della propulsione marittima, caratterizzata dai grandi motori a combustione interna diesel 2 tempi/4 tempi a bassa velocità, alimentati da oli combustibili per specifico impiego marittimo (MGO - Marine Gas Oil; MDO - Marine Diesel Oil; IFO - Intermediate Fuel Oil; HFO - Heavy Fuel Oil), in una propulsione a turbina a gas alimentata a LNG. Il nuovo sistema propulsivo, per competere con i precedenti – stanti i rendimenti delle turbine a gas che, seppur in costante miglioramento, rimangono ridotti e non paragonabili a quelli dei motori diesel a combustione interna già citati – deve necessariamente prevedere il ciclo a vapore a valle del ciclo a gas, in un accoppiamento di ciclo combinato gas/vapore, onde realizzare un propulsore che lavori con rendimenti almeno paragonabili a quelli di detti motori diesel.

L'impiego di cicli combinati gas/vapore (in configurazione COGAS - Combined Gas And Steam - ciclo combinato gas e vapore, nel quale la propulsione fornita all'elica è direttamente azionata tramite trasmissione a partire dagli alberi delle turbine o in configurazione GOGES - Combined Gas Turbine Electric and Steam - ciclo combinato a turbina a gas elettrico e vapore, nel quale la propulsione fornita all'elica è direttamente azionata dall'energia elettrica generata dagli alternatori elettrici calettati agli alberi delle turbine, e assorbita da un motore elettrico azionante la trasmissione meccanica all'elica) permette da un lato di sfruttare i vantaggi associati alle turbine a gas di cui si è detto e dall'altro di massimizzare il rendimento dell'impianto motore, grazie al recupero di calore dagli esausti di combustione. Per questi sistemi le turbine a gas costituiscono motori primi ideali.

La progettazione del ciclo combinato è rivolta a trovare configurazioni che definiscano soluzioni di ottimo per propulsione marittima, sia in termini di variabili termodinamiche, sia in termini di configurazioni degli schemi di ciclo combinato, allorquando il combustibile sia nello specifico LNG.

Nella prima parte del lavoro, comprensiva dei capitoli 1-2, è affrontata la disamina del concetto di benessere per l'umanità, della sua evoluzione storica e filosofica, dei bisogni materiali e spirituali sperimentati dall'essere umano per il suo ottenimento. Da esso evolve la caratterizzazione dei concetti di "sviluppo tecnico-economico" e "progresso umano" e, nella società attuale, di "sviluppo sostenibile", alla luce delle moderne tecnologie: capacità da parte dell'uomo di utilizzare risorse primarie (combustibili, fonti energetiche tradizionali e rinnovabili, etc.) e sapere scientifico (macchine di conversione, tecnologie tradizionali e innovative) per la ricerca del benessere personale e collettivo in un'ottica di reale "progresso". In particolare, la "sostenibilità" è vista come derivante dalla gestione ottimizzata dei sistemi energetici, dei sistemi energetici in rapporto con il sistema ambiente ed il sistema sociale, dei sistemi energetici condizionati dai vincoli legislativi. La sezione costituente la prima parte del lavoro (in particolare il capitolo 1) nasce come frutto e sintesi originati dalle discussioni, confronto e raccolta del pensiero personale di vita e di ricerca del prof. Antonio Satta, emerito del Dipartimento DIME dell'Università di Genova, e relativa trascrizione e stesura di tale pensiero.

§

Nella seconda parte del lavoro, comprensiva dei capitoli 3-5, è presa in esame la tematica dell'energia eolica per impianti ibridi. In primo luogo, le considerazioni riguardano l'evoluzione ragionata e lo stato attuale della normativa sulle energie rinnovabili, nonché la sua applicazione a casistiche concrete. Sono analizzati quindi lo stato dell'arte del mercato libero dell'energia (gestore dei servizi energetici, gestore dei mercati energetici, acquirente unico, etc.) e la politica incentivante (certificati verdi, ritiro dedicato, scambio sul posto, connessione alla rete elettrica, iter autorizzativi, garanzia d'origine, meccanismi incentivanti sostitutivi dei CV e modalità di accesso, valore e durata degli incentivi, tariffa onnicomprensiva e tariffe per specifiche modalità di accesso, vendita al mercato).

In applicazione di quanto sopra premesso, si perviene al progetto di due impianti eolici ibridi per dissalazione (Allegato I e Allegato II), con applicazione di normativa precedente e successiva al D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 (decreto spartiacque della politica incentivante alle rinnovabili). Gli impianti si compongono di una wind farm, realizzata con un numero di turbine eoliche a confronto, variate a seconda del costruttore e della taglia della macchina scelta, e di una batteria di dissalatori per acqua marina, che utilizzano, per il proprio funzionamento, l'energia elettrica generata dalle turbine eoliche.

Sono analizzate le caratteristiche tecniche, le condizioni di funzionamento e di operatività, le potenzialità e le effettive producibilità energetiche degli impianti, con particolare riguardo al ricavo da cessione dell'energia elettrica prodotta, in relazione alla fattibilità tecnico-economica dei progetti e all'operazione di project financing degli stessi. Pervenendo, infine, ai differenti risultati indotti da politiche incentivanti in esaurimento nel corso degli anni.

A tale progettazione tecnico-economica di "sistema", segue la progettazione fluidodinamica delle pale di rotore di turbina eolica proposta nel sito del secondo progetto di wind farm (Isola dell'Asinara). Considerate le condizioni di ventosità del sito, si perviene alla definizione delle caratteristiche di un rotore progettato per funzionamento ottimizzato per tali specifiche condizioni della risorsa eolica.

§

Nella terza parte del lavoro, comprensiva dei capitoli 6-10, è presentato l'LNG quale combustibile alternativo per applicazioni navali. In primo luogo è analizzata la penetrazione dell'LNG nell'attuale utilizzo e, soprattutto, nell'infrastruttura di distribuzione dei combustibili liquidi/gassosi (tecnologia, trasporto, stoccaggio, approdi attrezzati, terminali di rigassificazione, depositi costieri), con particolare attenzione riservata alle prospettive di sviluppo del gas liquido in Sardegna (futuro hub₂ individuato dalle recenti disposizioni legislative, per lo scalo e il deposito dell'LNG destinato sia all'alimentazione di gasdotti della terraferma dopo la sua rigassificazione, sia alla propulsione marittima per navigli di futura generazione nel bacino del Mediterraneo). Viene quindi approfondito il contesto normativo italiano riguardante la possibilità di sostituzione dei combustibili tradizionali tramite LNG, con particolare riguardo alla norma in materia ambientale sul controllo delle emissioni da combustibili per impiego marittimo (controllo delle emissioni di SO_x, metodi di riduzione delle emissioni, monitoraggio degli esausti, ultimi sviluppi legislativi, controllo delle emissioni di NO_x, convenzione di Marpol, emissioni di CO₂). L'indagine è quindi estesa al panorama europeo e infine mondiale, stante la transcontinentalità delle rotte oceaniche percorse da navi di grande stazza (navi cargo, navi da crociera), la cui propulsione tradizionale con motori diesel alimentati a oli medi e pesanti è destinata a essere sostituita da altri combustibili e/o altri sistemi propulsivi, in virtù dei nuovi vincoli normativi.

Sulla base di tali premesse normative, sono analizzate e testate numericamente soluzioni di propulsione marittima innovativa, costituita da turbine a gas di tipo areoderivativo alimentate da LNG (in sostituzione di già consolidati turbogas di propulsione marittima alimentati da oli leggeri) inserite in un ciclo combinato con recupero termico dagli esausti di combustione. Le unità di potenza (turbogas e turbine a vapore) sono destinate a servire direttamente gli alternatori di

produzione elettrica, i quali, a loro volta, forniscono potenza elettrica ai motori elettrici di bordo (tipologia COGES), eliminando il calettamento diretto meccanico dell'albero della turbina alle eliche della nave. Sono analizzati e valutati la congruità delle emissioni di inquinanti alla norma. Infine, sono presentate dapprima le tecniche di ottimizzazione impiegabili per cicli combinati e, in seguito e in applicazione di queste, è presentata la progettazione di impianti a ciclo combinato alimentati a LNG per l'installazione in molteplici configurazioni realizzative a diversi livelli di pressione del generatore di vapore a recupero (HRSG), e sono analizzate in dettaglio e discusse le configurazioni di funzionamento, rendimento e potenza resa.

A conclusione di queste brevi note di prefazione, di doverosa menzione è il fatto che questo lavoro veda la sua conclusione nel pieno della pandemia da virus SARS-Cov-2, che ha colpito l'intero pianeta, e in specie l'Italia a partire dal febbraio 2020. Le restrizioni necessarie al controllo della diffusione del contagio hanno cambiato la vita di ogni individuo, mutando la normalità quotidiana in sofferenza e, di conseguenza, hanno dilatato a dismisura difficoltà e problematiche (percepite invece come ordinarie e comuni in un contesto non pandemico) connesse con qualunque lavoro di ricerca. Tuttavia, quando queste ultime vengono pesate con il metro della memoria di tutti coloro che non sono più in vita, siano essi conoscenti noti e perduti, o esseri umani ignoti nel mondo, contati ormai a milioni, il piatto della bilancia dalla loro parte sprofonda: ad essi va il più grande rispetto di un ricordo ammutolito e commosso.

Il primo dei ringraziamenti va alla mia intera famiglia, che ha sostenuto questa iniziativa in un'età non più verde, e mi ha sempre e ancora sostenuto in un contesto difficilissimo, connesso a quanto sopra menzionato, ricordandomi i valori della coerenza nelle scelte e della determinazione nel perseguirle, soprattutto nei contesti avversi. Valori purtroppo non più di moda nella società attuale.

Si ringraziano il professor Pietro Zunino dell'Università degli Studi di Genova per il ruolo di tutor sempre collaborativo e la professoressa Francesca Satta dell'Università degli Studi di Genova nel ruolo di co-tutor.

Un ringraziamento particolare e sentito va al professor Martino Marini dell'Università degli Studi di Sassari, nel ruolo di revisore esterno, per la disponibilità, l'interesse, l'approccio e il proficuo confronto, che hanno accompagnato la conclusione di questo mio lavoro. Un ringraziamento, per analogo ruolo di revisore esterno, al professor Giulio Croce dell'Università degli Studi di Udine.

Si coglie l'occasione per ringraziare anche il professore emerito Antonio Satta dell'Università degli Studi di Genova per il sostegno dimostrato e l'impegno dedicato alla supervisione del primo capitolo.

Genova, maggio 2021

BENESSERE ENERGIA E SVILUPPO (SOSTENIBILE)¹

1 Introduzione

Il tema della tesi può essere ricondotto alla corretta gestione dell'energia al fine di ottenere *lavoro utile all'uomo*, utilizzando macchine e sistemi che la *moderna* ingegneria deve offrire quali prodotti ottimizzati e, comunque, consoni ai recenti vincoli imposti dal rispetto dell'ambiente e dallo Sviluppo, che deve essere "sostenibile".

Assunto centrale rimane lo studio delle macchine a fluido, come sarà chiarito più avanti, con riferimento sia ai sistemi di conversione dell'energia, riservando particolare interesse a un gruppo combinato per la propulsione navale alimentato con gas liquido naturale, sia alle macchine che direttamente utilizzano energia in forma meccanica disponibile nell'ambiente: in questo caso si analizza l'accoppiamento sistemistico – e relativa caratterizzazione tecnico economica di funzionamento – di wind farms al servizio di impianti di processo, e ancora la progettazione aerodinamica e relative rese energetiche di una turbina eolica ad asse orizzontale.

Il termine Sviluppo sostenibile necessita di spiegazione ed analisi: è oggetto di molte discussioni e di grande attenzione e sta assumendo importanza crescente non soltanto per l'ampia risonanza mediatica che riscuote, ma soprattutto perché interessa temi come il benessere (alcuni dicono la felicità), la qualità della vita, la salute, il lavoro, la crescita, che costituiscono beni irrinunciabili a cui tutti, per proprio naturale e doverosamente, aspirano; ma a cui, per contro purtroppo, non a tutti è dato potere ugualmente accedere, per numerosi motivi. Fra gli altri, per il fatto che il conseguimento di questi beni è subordinato principalmente alla disponibilità di energia (essa stessa un bene tra i più rilevanti) ed alla possibilità di utilizzarla e gestirla salvaguardando altri beni irrinunciabili e fondamentali come la salute e l'ambiente.

In sintesi, il problema centrale è posto dal contrasto: più energia più benessere, ma a rischio che la maggiore quantità di energia possa incidere su aspetti irrinunciabili dello stesso benessere.

L'ampiezza dei temi ed il rilievo degli argomenti implicati nonché la contrapposizione da mediare insita in alcuni aspetti del problema, come l'ultimo evidenziato, attribuiscono allo Sviluppo ulteriore rilievo e importanza: certamente per le questioni in sé stesse, complesse ed interconnesse, ma anche per le urgenze che esse attestano e per le doverose risposte che attendono.

Nel contesto richiamato primeggia il tema dell'energia e, soprattutto, la necessità di disporre in quantità che diventano sempre crescenti perché il benessere, che da essa direttamente dipende, abbia distribuzione sempre più ampia e possa inoltre, per quanti già ne dispongono, adeguarsi alle esigenze che crescono quanto più vengono soddisfatte.

Si tratta di una crescita che acquista maggiore rilievo e gravità nel panorama del tempo attuale, caratterizzato dalla globalizzazione dei mercati, da profondi mutamenti degli assetti sociali, da contrastanti interessi politici e, non ultime, da migrazioni di popoli in cerca di una migliore condizione di vita, di sicurezza, di sostegno, di benessere condiviso.

Quindi, oggi più che mai, è cresciuta la richiesta di energia nonché la necessità di provvedervi, ed è questa crescita che rende ancora più insidiosi gli effetti negativi che possono operare su aspetti e attribuzioni importanti del benessere, come abbiamo brevemente visto e come sarà chiaro più avanti.

Siamo convinti, infatti, che, se l'energia è un mezzo fondamentale per lo Sviluppo, il benessere ne deve diventare l'obiettivo ed il fine e, pertanto, deve essere indagato con impegno e rigore.

Perciò abbiamo ritenuto doveroso premettere allo studio centrale del tema del nostro elaborato di tesi questo primo capitolo¹ dedicato principalmente all'analisi del concetto di Benessere, ma

¹Il primo capitolo – introduttivo allo Sviluppo sostenibile e finalizzato a una Giornata di studio ("Benessere e felicità nello Sviluppo dell'umanità; il pensiero attuale in differenti discipline: filosofica ed economica, statistica, dell'ecologia e dell'ingegneria energetica") che le restrizioni imposte dall'emergenza sanitaria Covid-19, occorsa a partire dai primi mesi del 2020, non hanno ancora permesso di attuare – è stato svolto in costante confronto e dialogo con il prof. Antonio Satta, professore emerito di Macchine a Fluido del DIME-Università di Genova, che ne ha definito i concetti e la sequenza logica, nonché indirizzato la struttura e la stesura, fornendo un sostanzioso contributo di ricerca e di approccio metodologico. L'intento è quello di evidenziare il carattere

indirizzato anche a delineare e qualificare, evitando dettagli, temi e “questioni” che caratterizzano il contesto culturale in cui si inserisce lo studio delle macchine a fluido su citate, che rimane, comunque, oggetto centrale del nostro lavoro.

Nel presentare il tema dello Sviluppo sostenibile e del Benessere analizziamo dapprima la “abbondanza” di beni e di risorse, materiali ed immateriali, a cui l’umanità ha attinto e può attingere per riconoscere fra questi quelli che maggiormente concorrono al benessere.

Diamo necessaria definizione del termine “benessere” e dei termini equivalenti, considerando sia l’opinione corrente – a cui alcune discipline fanno riferimento perché indice delle attese della persona – ma anche e soprattutto ricorrendo a scritti e documenti qualificati che parlano di benessere, di felicità, di qualità della vita: termini e concetti che abbiamo voluto analizzare in relazione ai contesti ed alle discipline dalle quali provengono (filosofica, economica, statistica, energetica...), ma che abbiamo anche voluto considerare in relazione ad una loro possibile quantificazione.

Sono impiegati, infatti, più comunemente parametri che quantificano il benessere, limitatamente purtroppo agli aspetti materiali, con l’utilizzo del Pil (prodotto interno lordo); ma ne vengono proposti anche di nuovi che tengono conto doverosamente dei beni immateriali ed allo scopo sono introdotti adeguati nuovi ed interessanti indicatori.

Dopo ciò, richiamiamo il ruolo dell’energia, consideriamo l’influenza che ha avuto nella storia recente dell’uomo, l’importanza attuale che ricopre.

2 L’Esistente e la disponibilità di beni e risorse

Tutto l’Esistente, nei suoi due fattori costitutivi – materia ed energia – scorre, di continuo si trasforma e rende disponibili all’Umanità, direttamente o attraverso esperienze e processi da essa appositamente ideati ed attuati, *beni e risorse* che le consentono di evolvere e di svilupparsi, seguendo dinamiche spesso molto articolate e complesse, diversificate localmente e nel tempo.

Tali beni e risorse, che l’Umanità nel suo sviluppo ha utilizzato, utilizza e deve programmare di utilizzare con consapevolezza sempre maggiore, sono molto numerosi, seguono una scala di valori, loro attribuiti in relazione alle avvertite esigenze e necessità di disporre.

Distribuiti nell’*intero universo dell’uomo*, comprendono tutto ciò che è stato ed è tuttora essenziale per la sua esistenza, il suo nutrimento, il soddisfacimento dei suoi bisogni e delle sue esigenze. Comprendono ogni bene materiale concreto: la terra, i materiali, le materie prime, i manufatti, i prodotti industriali, le risorse naturali, il suolo, la vegetazione, le sorgenti, i corsi d’acqua, l’ambiente. Comprendono ogni specie e forma di energia: dalle materie prime energetiche (quali i combustibili: nucleari, solidi, liquidi e gassosi) alle energie libere in natura (quali: vento, maree, moto ondoso). Comprendono beni e risorse più specifici come quelli finanziari ed economici, per loro conto suddivisi in beni tangibili e intangibili e ulteriormente classificati come beni collettivi, pubblici, privati, alienabili e non.

Comprendono (in forma più esplicita e diversamente classificati) i beni legati ai settori dell’economia: al settore primario dell’agricoltura e pastorizia, a quello secondario dell’industria ed a quello terziario dei servizi.

Comprendono, senz’altro, anche le risorse umane, i beni immateriali e spirituali, che appartengono intrinsecamente alla natura dell’uomo, ne alimentano il progresso, arricchiscono il suo stato di benessere individuale e collettivo, concorrono con rilievo alla formazione ed allo sviluppo delle diverse culture e civiltà, soddisfano il bisogno naturale delle relazioni sociali e dello scambio di conoscenze, esperienze e competenze tra singole persone e tra popoli.

Comprendono, inoltre, la salute: bene inalienabile, individuale e collettivo, di cui si riconoscono importanza e valore soprattutto quando manca o si ha il timore che possa mancare; quando si

interdisciplinare che rivestono tematiche come il benessere, la qualità della vita (per alcuni la felicità), l’energia, l’ecologia: beni importanti e componenti irrinunciabili del progresso e dello sviluppo (che, posti in sapiente equilibrio, consentono allo sviluppo di superare emergenze e criticità, garantendo sostenibilità e condivisione tra i popoli).

avvertono le sofferenze prodotte dal non disporre. La salute è un bene spirituale che ha anche valore materiale; è un bene sostanziale, esistenziale, irrinunciabile per ogni persona, pertanto deve accedervi l'intera collettività; anzi, secondo la World Health Organization, accedere *al grado più alto di ottenibilità di salute* è un fondamentale diritto per l'intera Umanità [1].

In fine, comprendono i beni immateriali dello spirito: la serenità, il piacere di vivere, la felicità.

2.1 Crescita e gestione dei beni

Tramite i beni e le risorse sopra richiamati, l'Umanità cresce, crea rapporti, pone relazioni e scambia conoscenze ed esperienze. Sulla base di un sapere universale consolidato e reso disponibile da istituzioni di formazione, di studio e di ricerca, tali beni e risorse sono gestiti con finalità promosse ed attuate dalle singole persone o dagli aggregati sociali ed economici o, in fine, dalle differenti *strutture*, attraverso le quali i Popoli, le Nazioni e gli Stati prendono coscienza di sé, costruiscono le proprie tradizioni e la propria storia e si organizzano per conseguire quelle finalità con maggiore efficacia e successo.

L'individuazione e l'analisi di queste finalità, che l'Umanità nel suo complesso, attraverso i soggetti richiamati, oggi ricerca e persegue, non sempre con adeguata coscienza, sono complesse perché molto eterogenee sono le esperienze pregresse vissute da quei soggetti, molto diversificati sono i loro livelli di sviluppo e di progresso sociale, culturale, tecnologico ed economico e, infine, perché in seno alle comunità sono molto diverse la capacità di ricezione o la possibilità di accogliere e di elaborare i segnali e le sollecitazioni che vi nascono o che vi transitano; ed ancora di più, perché, a seconda del contesto in cui gli uomini operano, sono percepiti e vissuti in modo differente i loro reali bisogni, le loro esigenze irrinunciabili, le loro giuste aspirazioni, le loro ambizioni e le loro inquietudini, nonché la loro sete di conoscere e di crescere.

L'analisi è complessa, come detto, anche per la mutua interazione ed interconnessione dei differenti aspetti e problemi coinvolti: è importante, e forse doverosa, per la rilevanza del tema nonché per la globalità degli interessi e per l'integralità delle questioni. Non rientra, però, di necessità nei temi affrontati da queste pagine, che hanno carattere specifico e circoscritto; ma neanche ne esula, almeno per quanto riguarda la possibilità di individuare, anche solo in forma globale (e senza i doverosi approfondimenti), quali siano le aspirazioni ultime e più profonde cui tende il naturale dell'uomo o più semplicemente per capire ed analizzare, rimanendo nel campo di competenza di questo scritto, quali siano e quali possano essere le opportunità che lo sviluppo ed il progresso tecnologico offrono al miglioramento delle condizioni di vita.

2.2 Benessere e povertà

Appartiene al senso comune la convinzione che sia innata e spontanea nell'uomo una profonda esigenza di crescita e di miglioramento del proprio stato (*star meglio*), esigenza che spiega come egli sia portato a privilegiare e ad accogliere tutte quelle scelte e ad aderire a quelle finalità, ed azioni conseguenti, che possano consentirgli di accedere ad uno stato di *benessere adeguato*, quando ne fosse privo, o, quando già ne disponesse, di goderne senza rinunce, anzi accrescendone nel tempo sempre più la portata [2].

D'altra parte, è comunemente accettato che il benessere dipenda direttamente o sia fortemente collegato alla disponibilità o, ancora di più, al possesso di beni e risorse e che, pertanto, comunque lo si voglia definire, appartenga collegialmente alle società ricche e, individualmente, a chi vive ed opera all'interno di esse. Da ciò la tensione, l'aspirazione, l'esigenza ed il bisogno delle persone più povere e dei popoli meno abbienti di *emigrare verso la speranza* del benessere identificato, a torto o a ragione, con quei beni e con quelle risorse.

Non lo si deve tacere, e va detto con maggiore chiarezza, che ancora oggi purtroppo sono molte le *sacche* sociali dell'umanità che soffrono la povertà, hanno limitate possibilità di vincerla e sono spesso attraversate da allettanti segnali di riscatto, per altro difficilmente ottenibile e raggiungibile, in tempi brevi. Di conseguenza *premono* per accedere almeno ad uno stato dignitoso che hanno il

diritto e l'urgenza di vivere più di quanto non abbiano la forza e la possibilità di *urlarne* l'esigenza e quindi di pretenderne la disponibilità ed il possesso immediato.

Per contro, quanti godono del benessere di solito *subiscono*, come debolezza umana, l'incapacità di dividerlo con i meno abbienti, anche solamente in parte; avvertono, anzi, e praticano come irrinunciabile, l'esigenza di difendere gelosamente per sé stessi il benessere conseguito che per altro, come già detto, aspirano tenacemente ad accrescere.

È chiaro che tutto ciò crea situazioni di forte tensione e di crisi profonda quando non di conflitto aperto, situazioni che dovrebbero spingere ogni singola persona, le istituzioni preposte e le sovranità nazionali e sopranazionali verso l'attuazione dei principi di solidarietà ed uguaglianza e verso la ricerca di soluzioni adeguate, imposte dall'urgenza e dalla gravità dei problemi, nonché dalla assoluta necessità di risolverli. E ciò per un senso etico e morale che dovrebbe albergare in ogni persona, per le responsabilità irrinunciabili e per i principi e gli ideali affermati da quelle stesse istituzioni ed organismi, e per gli obiettivi e le finalità che l'Uomo deve, prioritariamente, ricercare e perseguire con piena e diffusa coscienza; ma anche perché, se non si provvedesse a sanare o almeno a ridurre le forti disparità nella distribuzione (globale e locale) delle risorse e dei beni, avvertiti come ricchezza, come strumenti di tranquillità e come segno concreto di benessere; se, dicevamo, non vi si provvedesse in tempo, crescerebbe il rischio di soluzioni violente che inasprirebbero ulteriormente i contrasti e li renderebbero, a questo punto, ancora più difficilmente controllabili e risolvibili.

Contrasti, tensioni e conflitti per lungo tempo latenti sono destinati a degenerare in focolai di guerra e in guerre aperte.

Sono evidenti le difficoltà ad intervenire per quanto non manchino indicazioni e proposte [3], [4]. È difficile trovare soluzione a problemi globali *del tipo e della entità* di quello introdotto. È il problema della storia dell'uomo che acquista, negli anni della globalizzazione, caratteri nuovi di una realtà nuova, ampia ed estesa, difficile da interpretare e da governare. Simili a questo e ad esso collegati e per molti aspetti inscindibili da esso, esistono altri problemi ugualmente complessi e di soluzione difficile: la salute, la salvaguardia dell'ambiente, i gas serra, lo sviluppo sostenibile.

Per la loro soluzione sono richieste "trasformazioni radicali" che comportano scelte politiche, economiche e finanziarie da condividere e di "grosso impegno" [5]: trasformazioni che non potranno attuarsi "senza un significativo supporto dei governi e della gente", che, per loro conto, devono accettare di intraprendere "una sfida finanziaria enorme", come afferma l'Agenzia Internazionale per l'Energia (IEA).

Le difficoltà che in tale sfida sorgono comunque non sono soltanto finanziarie. D'accordo con Moncada Lo Giudice, va detto che esistono frontiere più forti e maggiormente impenetrabili di quelle nazionali, frontiere non superabili "con trattati tipo Schengen", "erette dalla complessità (che ci siamo costruiti) della nostra civiltà"; frontiere che separano e tengono divise "le diverse culture, le diverse fedi religiose, il diverso concetto di dovere collettivo", e "portano alla chiusura di ogni dialogo"[5].

3 Opinione corrente sul significato di "benessere"

Si può ritenere che il benessere sia uno stato dell'animo che la singola persona può raggiungere, e talora raggiunge, quando ha soddisfatto le proprie esigenze, si trova in una condizione di equilibrio, controlla le proprie tensioni ed aspirazioni o le sente come appagate; quando è in pace con sé stessa e con gli altri ed accetta le condizioni della vita con serenità, indipendentemente dai beni materiali di cui potrebbe disporre, di cui dispone o di cui ha possesso diretto; quando, infine, apprezza, insieme agli aspetti quantitativi, anche quelli qualitativi della condizione umana. Forse non sono poche le persone che godono di questa fortuna e per le quali questo *benessere soggettivo*, difficilmente generalizzabile, si può identificare con la *felicità*.

Sembra, per contro, che il *benessere comune*, quello di cui dovrebbe continuamente crescere la diffusione e che dovrebbe essere offerto alla moltitudine dei popoli, sia difficile da realizzare ma

anche da definire. Sono encomiabili gli sforzi per precisarne il significato, per determinarne la portata e, di maggiore rilievo, per individuare parametri di quantificazione attraverso i quali introdurre una *cifra* (o più cifre) che lo rappresenti in riferimento alla singola persona o ad intere comunità, nazioni e popoli.

È più facile definire il benessere limitatamente a specifici settori ed aspetti, cui corrispondono *aggettivazioni* che ne delimitano il contorno e ne definiscono con proprietà l'ambito: benessere economico, benessere sociale, benessere industriale, finanziario, della salute, benessere legato *alla qualità della vita*.

In relazione ad ognuno di questi singoli attributi, il benessere può essere quantificato anche con buon rigore, in base, certo, al grado di approssimazione che si è disposti ad accettare; ma rimane sempre il problema di risalire al valore complessivo che rappresenti con fedeltà il suo irrinunciabile significato globale e che non perda, per quanto è possibile, il carattere di una valutazione oggettiva.

Inoltre, è necessario, anche se non facile, averne precedentemente definito – o concordato – il suo reale significato, anche sulla base dello specifico utilizzo che si intenda fare del suo parametro di quantificazione.

Prima di tutto ciò, comunque, è opportuno presentare l'opinione corrente sul significato del termine.

3.1 Il benessere della persona come Benessere Massimo e il benessere collettivo

Il benessere forse non ha una definizione *statica* ma *dinamica*: il benessere che la persona vive è differente da quello a cui tende che, per una irrinunciabile esigenza dell'animo umano, deve crescere o meglio deve essere percepito in crescita, possibilmente continua, anche per gli stimoli esterni che nutrono e condizionano aspirazioni e scelte della stessa persona.

Il benessere soddisfa l'esigenza della persona se è identificato, in sostanza, con la *crescita dello stesso benessere*. Ciò porta a definirlo come il *benessere massimo raggiungibile*.

Il concetto di benessere ha principalmente, se non esclusivamente, carattere individuale: riguarda la persona, il soddisfacimento dei suoi bisogni e delle sue necessità vitali, esistenziali, materiali e spirituali; riguarda la salute personale e la salute familiare; riguarda la consapevolezza, la coscienza, forse anche la stima che la persona ha di sé stessa, in relazione alle altre persone ed al mondo esterno (con questi ultimi – altre persone e mondo esterno – la singola persona necessariamente si rapporta, si confronta e sente, inoltre, l'esigenza di emulazione, almeno per gli aspetti che condivide).

Per questo, il benessere del singolo, pur nel suo carattere individuale, presuppone ed ha bisogno del benessere del *mondo* in cui egli vive ed opera. Ciò gli consente di attivare e sviluppare meglio scambi, conoscenze ed esperienze; gli permette di intessere più convenientemente reciproci rapporti culturali e sociali; lo stimola, con l'aiuto scambievole, ad affrontare e superare meglio difficoltà, ostacoli e bisogni; gli consente, attraverso più qualificati rapporti sociali, di acquisire disponibilità, beni, ricchezza; gli permette in fine di condividere speranze, di dominare preoccupazioni e timori... in breve di vivere un *miglior benessere personale* perché alimentato, stimolato e per molti versi coadiuvato dal *benessere dell'ambiente esterno* in cui egli è inserito: il benessere della comunità.

È necessario dare, di quest'ultimo concetto, definizione per quanto possibile coerente con quella del benessere del singolo: un processo induttivo che procede dal particolare (la persona) verso il generale (la collettività), porta a definire semplicemente come benessere della comunità, *benessere collettivo*, quello fornito dal complesso dei *benesseri* dei singoli che la compongono, anzi per quanto detto dei *benesseri massimi raggiungibili*.

Ciò è corretto ed operativamente semplice, se il benessere è uniformemente distribuito tra i singoli; ma ha ancora valore anche non lo fosse, visto che si considera, equamente per ogni singola persona, il *benessere massimo a cui tende per soddisfare pienamente le proprie esigenze*.

Per esemplificare, consideriamo una ipotetica *comunità* elementare eterogenea composta di "due" sole persone diversissime: il monaco pienamente appagato nel praticare la povertà monastica (principalmente attratto dagli aspetti qualitativi della condizione umana) dichiara il suo stato di

benessere massimo non diversamente dal ricco dirigente di impresa pienamente soddisfatto dei suoi successi aziendali; entrambi concorrono parimenti al raggiungimento del benessere massimo collettivo del piccolo gruppo a cui appartengono.

Pertanto, la definizione più opportuna di benessere sembra essere quella di *benessere massimo* rivolto alla persona ma generalizzato alla comunità in cui vive ed a quelle con le quali si rapporta o viene in contatto.

Le difficoltà si incontrano quando al benessere massimo della persona si deve dare un significato più esplicito e, soprattutto, quando lo si deve valutare e si deve valutare di conseguenza il benessere collettivo.

3.2 Benessere e felicità

La tensione “al limite”, insita nella *aspirazione* della persona verso il benessere massimo, può portare ad identificarlo con la felicità; e forse non sarebbe errato, rimanendo al significato flessibile e poco nettamente definito che ognuna delle due espressioni (*benessere massimo* e *felicità*) può assumere isolatamente o in contesti che fossero di analisi o di considerazioni poco rigorose, se non proprio generiche.

D'altra parte, in questi anni si parla e si scrive spesso di felicità: ad esempio, per limitarci a due soli casi significativi, citiamo l'Assemblea Generale dell'ONU [6], che nel 2012, istituendo la “giornata della felicità”, ha riconosciuto la felicità come scopo fondamentale dell'umanità ed ha proposto una crescita economica equa ed inclusiva, indirizzata allo sviluppo sostenibile; citiamo anche il Rapporto sulla Felicità Mondiale del 2016 [7], che studia il livello mondiale di felicità e di benessere.

Inoltre, si pone a confronto la felicità con il benessere o la si assimila ad esso come nei libri, nelle relazioni e negli scritti di statistici [8] e di economisti [9-10].

Si *programma* la felicità quale realtà raggiungibile negli studi appassionati che hanno dato luogo, ad esempio, alla *Edizione Speciale* del World Happiness Report [11]. La si identifica, per profonda convinzione, con il benessere attraverso analisi rigorose quali quella dell'economista Richard Layard o attraverso l'attuazione di scelte sociali e politiche [12].

Infine – c'è anche questo – si “utilizza” il termine felicità invece che benessere a ragion veduta, semplicemente perché ciò può aiutare la tesi o la causa che si sostiene, enfatizzandola [13].

È certo che, nell'accezione comune, i due termini (*benessere massimo* e *felicità*) hanno portata che è opportuno indagare. Consideriamo l'opinione corrente e ricostruiamo l'immaginario collettivo perché l'uno e l'altra sono più dirette manifestazioni dei sentimenti, delle aspirazioni e delle speranze, se non proprio dei diritti dell'uomo; a queste esigenze la politica, le istituzioni sociali, il sapere consolidato e tutto quanto può avere influenza sullo sviluppo devono comunque dare risposte.

Per questo riteniamo opportuno premettere ad uno studio più approfondito una breve analisi sulla base dell'immaginario collettivo e tentare un confronto che riportiamo in forma sintetica nel paragrafo seguente.

4 Benessere e felicità a confronto nell'opinione corrente

Per ricostruire come la felicità sia avvertita dall'opinione corrente abbiamo integrato il nostro personale sentire con quello dei pensatori attuali e del passato perché essi hanno insieme la capacità di cogliere e di interpretare l'opinione più diffusa ma anche di influenzarla ed indirizzarla, come accade per la trasmissione naturale della cultura.

Pensiamo che la felicità sia un'emozione che si rinnova; una condizione di breve durata che si consuma e che, se mai, si rigenera. È nelle piccole e nelle grandi cose, non accetta confini. Rifiuta le definizioni perché è sempre diversa e perché è diversamente vissuta. Non è possibile descriverla: l'interlocutore, di chi la “raccontasse” mentre la prova, si farebbe l'idea della persona felice ma non della felicità.

Richiamando per flash in rapida sintesi, come appartenesse all'opinione comune, il pensiero dell'opinionista, del poeta e dello scienziato, ci facciamo l'idea che la felicità sia il convergere fugace di molte percezioni [14], sia un appagamento che si coglie anche nelle piccole cose [15], "un mattino dolce e turbatore" [16] ma che non rivive nel ricordo [17]. "La felicità è nel condividere ciò che si possiede" [18] e nell'accettare la propria condizione [19]. La felicità suscita attribuzioni e significati sensibilmente diversi nelle opinioni di chi ne scrive, perché si nutre di molti e differenti sentimenti che la rendono difficile da definire. Lo stesso Einstein, scrivendo brevemente sulla felicità [19], non la descrive ma propone un confronto: una vita tranquilla e modesta "dà più felicità che la ricerca del successo, legata a costante inquietudine".

Il benessere massimo e la felicità presentano molte affinità ed analogie, ma anche differenze.

Sono fortemente desiderati, assumono posizione apicale nelle aspirazioni e sia l'uno che l'altra generano inquietudine per la stabilità e la durezza che non possono prospettare ed ancor meno assicurare a chi li sperimenta.

Ma permane una profonda differenza tra l'aspetto soggettivo e difficilmente generalizzabile della felicità, con la conseguente difficoltà a quantificarla, e il carattere oggettivo del benessere massimo, più facilmente quantificabile e misurabile: caratteristica importante per chi ha responsabilità politiche e civili e si occupa di questi problemi, ma anche di rilievo per i contenuti di questo documento.

Pertanto, riteniamo che risulti più opportuno riferirsi al benessere massimo invece che alla felicità, anche se, prima di giungere a questa conclusione, si deve considerare che l'importanza dell'argomento, l'interesse delle discussioni e il rilievo del dibattito attualmente in corso sono elementi che spingono verso ulteriori analisi e approfondimenti da basare, più che sull'opinione corrente, sugli scritti degli studiosi ed esperti dei diversi settori coinvolti.

5 Necessità di una analisi documentata e documentazione reperita

Sul benessere a confronto con la felicità e sull'equivalenza dei due termini o sull'impiego di espressioni equivalenti come qualità della vita, hanno scritto di recente e scrivono studiosi di differenti discipline e professioni: oltre che filosofi, anche economisti, sociologi, psicologi, medici, operatori sociali e di statistica, giuristi, narratori, opinionisti, giornalisti e, persino, pubblicitari; a dimostrazione che è forte il bisogno di felicità più di quanto non lo sia la naturale diffidenza e remora ad occuparsene o a dichiarare di farlo, almeno nel contesto dei temi qui trattati.

Non va taciuto che sull'argomento – benessere, felicità e qualità della vita – hanno lavorato e sono ancora attive commissioni di esperti altamente qualificate per la presenza di scienziati e premi Nobel, commissioni proposte e nominate da politici di rilievo, da organismi nazionali e sopranazionali e da influenti capi di Stato².

Nello studio del tema richiamato, con riferimento alla felicità, si considera di solito il pensiero filosofico contemporaneo e recente; noi lo documentiamo (con sintesi) facendo riferimento alle voci bibliografiche da [20] a [26], in particolare considerando Remo Bodei [24]³, Salvatore Natoli [25]⁴ e Umberto Galimberti [26]⁵.

² Per citarne alcune: la "Seconda Commissione Onu: Ecofin", 2018; la commissione per il rapporto "Global Happiness and Wellbeing Policy Report", 2019; e le commissioni nazionali istituite e coinvolte dai programmi della "Agenda 2030"; inoltre le Commissioni Istat per il programma Global Project on Measuring the Progress of Societies, 2011, e la Commissione Sarkozy: "Commission on the Measurements of Economic Performance and Social Progress, 2009", che ha avuto quale esponente italiano lo statistico Enrico Giovannini.

³ Molti lavori di Remo Bodei, importante storico della filosofia, hanno per oggetto le domande che riguardano la ricerca della felicità da parte del singolo, le attese collettive di una vita migliore ed i limiti che imprigionano l'esistenza umana (oltre al lavoro citato in bibliografia, si veda: *Geometria delle passioni. Paura, speranza, felicità: filosofia e uso politico*, Feltrinelli, Milano 2003; *Attese di felicità*, La Compagnia della Stampa, Roccafranca 2011; e, inoltre, *Lectio magistralis La ricerca della felicità* all'Università di Sassari, 2017 e *Lectio magistralis La felicità nella storia della filosofia*, Festival del libro, Roma, 2018).

⁴ Di Salvatore Natoli, docente universitario e filosofo contemporaneo, sono apprezzabili i saggi sulla felicità (oltre a quello citato in bibliografia, *La felicità di questa vita*, Mondadori, Milano 2001; *L'educazione alla felicità*, Alberti, Verbania 2012). Altri libri di

Sul tema del benessere, della felicità e della qualità della vita, si analizzano, non solo nel contesto italiano ma in contesti internazionali, anche gli apporti di nuove conoscenze, provenienti da specifici campi di competenza e saperi diversi. Li abbiamo già richiamati: in particolare ricordiamo la scienza economica, nata come disciplina della felicità o *utilità* e divenuta rapidamente scienza del benessere, principalmente economico ma oggi non solo economico (ci riferiamo, fra i tanti, ai contributi richiamati in bibliografia, da [27] a [32], ed in particolare a quelli di Emilio Gerelli [27]⁶, di Martina Fissi [28], di Luigino Bruni e Pierluigi Porta [29], di Stefano Zamagni [31]).

Ricordiamo anche le scienze della legislazione e giuridiche, che in alcuni documenti costituzionali hanno *consacrato* il “diritto alla felicità” e sostengono anche il diritto al benessere e alla salute della persona (ci riferiamo a documenti storici, agli scritti di legali, giuristi costituzionalisti e studiosi universitari, richiamati nelle pubblicazioni da [33] a [38]).

Le tre discipline citate (filosofica, economica e del diritto) hanno sui temi individuati importanti collegamenti storici che aiutano a capire le ulteriori nuove integrazioni di conoscenze che coinvolgono anche competenze provenienti dalla sociologia e dalla psicologia.

Al riguardo ci limitiamo a citare il sociologo Ruut Veenhoven [39], considerato padre degli studi scientifici sulla felicità, e con lui, brevemente, gli economisti Emanuele Felice [32] e Serge Latouche [40]⁷ che hanno integrato le loro discipline con competenze delle discipline sociali.

Mentre, per la psicologia, richiamiamo i contributi di Edward Diener [41], Daniel Kahneman [42], [43] e Michael Fordyce [44], che si occupano oltre che di benessere e di felicità anche di salute e di qualità della vita.

Ci preme, infine, considerare il tema dell’energia, limitatamente – in questo capitolo – alle influenze importanti e complesse che ha sul benessere delle persone, non trascurando contributi e conoscenze integranti provenienti dall’ecologia e dalla statistica. E ciò principalmente per l’indiscusso rilievo che il disporre dell’energia e il gestirla accortamente hanno sullo sviluppo dell’intera umanità.

Non va taciuto che sull’argomento del benessere e dello sviluppo nascono e si diffondono nuovi interessanti studi interdisciplinari che affrontano i temi della *misurazione del benessere* e della *sostenibilità*, anche nell’ambito nazionale: ci riferiamo ai lavori dell’Istat [45] – che sviluppano problematiche già individuate da Enrico Giovannini [46] – e agli studi critici che, fin da ora, raccolgono la storia degli eventi più significativi degli ultimi anni ed aprono dibattiti molto stimolanti sui limiti dello sviluppo in Italia [47].

L’interesse sull’argomento, la curiosità suscitata, e forse alimentata, e soprattutto le ripercussioni su differenti aspetti del sapere, comune a discipline diverse, fanno pensare che quanto ora non è sufficientemente condiviso – e maturo – lo possa diventare in tempi brevi. Ne è un esempio il

Natoli riguardano il progresso e la politica, i cui compiti sono quelli di garantire la giustizia, moderare i conflitti, mantenere la pace, provvedere al pubblico benessere (*Progresso e catastrofe. Dinamiche della modernità*, Marinotti, Milano 1999; *La politica e la virtù*, Edizioni Lavoro, Roma 1999, condotto con L. Pizzolato; *Il fine della politica*, Bollati Boringhieri, Torino 2019).

⁵ La felicità – sostiene Galimberti, docente universitario e psicoanalista di formazione junghiana –, “è accessibile a qualsiasi essere umano, a prescindere dalla sua ricchezza, dalla sua condizione sociale, dalle sue capacità intellettuali, dalle sue condizioni di salute” (*I miti del nostro tempo*, Feltrinelli, Milano, 2009): essa è la serenità richiamata dalle massime dell’oracolo di Delfi (“Conosci te stesso” e “Evita gli eccessi”), è “la buona realizzazione del proprio demone”.

⁶ La felicità, sotto il nome (più tecnico-economico) di *utilità* – scrive Gerelli – è stata sempre al centro dell’Economia; ma, recentemente, “l’Economia ha dovuto aprirsi alla psicologia e di conseguenza l’astrazione semplificata e tradizionale dell’*homo economicus* perfettamente razionale ed egoista ha dovuto essere abbandonata”. La psicologia ha generato l’*uomo a razionalità limitata*, che cerca la felicità in modo più complesso; le neuroscienze hanno mostrato il vantaggio dei comportamenti altruistici e dell’empatia e i *sondaggi sulla felicità* hanno dimostrato non esservi relazione se non debole fra aumenti di redditi pro-capite elevati e livelli medi di felicità: si tratta del cosiddetto *paradosso della felicità* che, in ambito sociale, costituisce un incentivo a rafforzare politiche efficienti di redistribuzione dei redditi a favore dei poveri, per accrescere la felicità collettiva.

⁷ Serge Latouche, economista e filosofo francese, sostiene la necessità di un nuovo concetto di benessere (la “decrescita serena”). Contro l’Universalismo, rivendica il dialogo e la coesistenza delle diverse culture.

dibattito aperto su *L'uomo e la ricerca della felicità*, coordinato da Enzo Zavoli; Biblioteca del Senato della Repubblica [48].

È anche questa considerazione che ci spinge ad occuparci del tema e a seguirne l'evoluzione durante lo svolgimento del presente lavoro.

Con queste premesse relative alla documentazione reperita e in gran parte consultata, confermiamo l'intento di analizzare brevemente il concetto di benessere (o equivalenti), la sua possibile quantificazione e misurazione e di evidenziare, inoltre, le informazioni oggettive più importanti utilizzate o utilizzabili da chi con responsabilità politiche e civili è chiamato ad operare per assicurare all'uomo un'alta qualità della vita.

Non si intende rinunciare a nessuna delle novità che sull'argomento sono emerse, comprese, appunto, le attuali considerazioni sulla felicità e sulle *relazioni* che essa può avere con il benessere della persona e della comunità e comprese, anche, le più recenti iniziative adottate per rendere gli interventi proposti più efficaci.

6 Per un mondo che conservi la natura, la salute e il benessere

Il *benessere* con le *attribuzioni* richiamate e con altre ancora possibili da aggiungere e considerare, la *felicità* non *delimitabile* con alcuna definizione [25], ma valutabile per come è percepita da chi può dichiarare liberamente di possederla e la *buona qualità della vita* se questa espressione, più diretta delle altre due, aiuta ad attribuire loro un significato per quanto è possibile *unitario* e sul quale è più facile intendersi, costituiscono *una esigenza irrinunciabile* cui tende per natura l'uomo: la singola persona, la sua comunità di appartenenza nonché quelle sempre più ampie e numerose che costituiscono l'attuale globalità dei popoli; con la quale globalità – diciamo per inciso – persone e comunità, per la loro crescita, devono poter entrare in relazione, confrontarsi, integrando esperienze e culture.

Un'*esigenza irrinunciabile*, dicevamo, di *grande* rilievo, che, pur nella difficoltà dell'analisi, deve essere considerata e valutata, non per pura curiosità culturale, anche apprezzabile, ma perché ne siano chiare e, per quanto è possibile, ne siano riconosciuti oggettivamente: contenuti, estensioni e confini. È fondamentale conoscere quei contenuti e soddisfarli con cognizione perché costituiscono elementi fondanti di sviluppo e di ricchezza della persona. Non solo è un'*esigenza irrinunciabile*; ma è anche un diritto.

6.1 Il pensiero filosofico in tema di felicità

Il tema della felicità – per come è trattato dalla filosofia contemporanea e recente, su richiamato – non può prescindere dalla storia della felicità nel pensiero filosofico di tutti i tempi e dalla storia della stessa filosofia, anche presentandola in forma succinta.

Infatti, il concetto della felicità ha attraversato lo sviluppo del pensiero filosofico fin dalle sue antiche origini e ha posto interrogativi profondi affrontati con approcci differenti da filosofi di tutti i tempi [39]. Non esiste al riguardo un pensiero unificato o unificabile per la natura del tema, la felicità, e per le caratteristiche stesse della metodologia impiegata dalla filosofia. L'economista Emilio Gerelli [27], trattando il tema della felicità, asserisce che la filosofia fino ad epoca recente è stata “padrona sulla scena degli studi sulla felicità ma con una varietà, e spesso un'arbitrarietà, di contributi che complicano la missione di integrarli”. Non si può, infatti, fare una sintesi del concetto della felicità nella filosofia; al più se ne può indagare la storia. Per questo, nel raccogliere alcune voci bibliografiche sul pensiero filosofico attualmente rivolto allo studio della felicità – Remo Bodei [24], Salvatore Natoli [25], e Umberto Galimberti [26] –, ne abbiamo associato alcune altre specifiche sulla storia della filosofia, da [20] a [23].

L'argomento è chiaramente molto ampio, dovrebbero essere molto più numerose le figure di filosofi da annoverare, anche a considerare soltanto l'ambito nazionale. Ci si limita agli autori citati,

per i collegamenti che hanno avuto ed hanno tuttora con altri Saperi: dell'economia, della politica e delle scienze sociali.

Il pensiero filosofico attuale non ha alcuna remora a parlare di felicità, per altro concetto molto ricorrente nella lunga storia della filosofia, non lo analizza con metodologia univoca e non ne fornisce definizione, ma lo presenta come condizione a sé stante, certamente distinta da quella del benessere.

La felicità dipende dall'operato della persona che la cerca e che da essa si lascia pienamente coinvolgere: infatti è necessario accogliere il proprio io straniero e, accettando se stessi come natura plurale, accogliere gli altri per condividere con loro una felicità comune [24]; è necessario costruirla, questa felicità, con maestria e viverla in armonia personale ma anche in una armonia più ampia estesa ad una felicità pubblica, condivisa [25]; la felicità è accessibile a tutti indipendentemente dalla loro ricchezza, dalla loro cultura ed anche dalla loro salute [26].

Ci sono dei limiti, certo: si deve vincere l'ansia di possedere la felicità mentre la si attende nella consapevolezza che procede anche a piccoli passi (Bodei), si deve accettare la fatica di costruirla fino a possederne adeguata maestria (Natoli), si devono evitare gli eccessi anche nel desiderarla e ci si deve attenere, per guadagnarla, alla giusta misura ed alla condizione ricevuta in sorte (Galimberti).

Pertanto sono necessarie situazioni, esterne alla persona, che non impediscano, a lei e alla comunità, di accedere alla felicità; è anche necessario che stimoli della politica, del mercato e della tecnica non spingano verso aspettative che possano minare o anche turbare l'accettazione di sé o impedire il senso di pienezza interiore che è prodotto – secondo Natoli – dall'espansione senza limiti della felicità.

Come si vede, più che una univoca definizione di felicità, il pensiero filosofico, per ciò che abbiamo raccolto, sembra indirizzato a fornire utilmente modi e metodi per incontrare la felicità e per viverla, non diversamente da altri saperi (ad esempio quello economico e quelli psicologico e sociale che più spesso interpretano la felicità come benessere e qualità della vita e ne propongono parametri di quantificazione).

6.2 Le scienze economiche: dall'economia della felicità al benessere economico

L'analisi, che in tema di benessere e di felicità abbiamo condotto esplorando rapidamente i contributi di filosofi contemporanei, ha fornito alcune utili indicazioni su quali possano essere le attese di felicità o di benessere e in che modo ad esse possano rapportarsi la persona e la società. Sono emersi, anche se debolmente, il ruolo della scienza e della tecnologia, le responsabilità della politica e delle sollecitazioni del mercato, spesso interessate: da scienza, tecnologia, politica e mercato dipende fortemente lo sviluppo della società.

Ma le indicazioni ottenute sono ancora deboli; è opportuno approfondirle guardando anche ad un'altra disciplina: l'economia, che ha per oggetto, diciamo con Emilio Gerelli [27], lo studio delle risorse e dei servizi, l'analisi delle possibilità e delle opportunità di disporne, nonché l'individuazione delle politiche attuative che garantiscano il benessere economico.

I contenuti dell'economia richiamati la mostrano come disciplina indirizzata verso beni concreti che escluderebbero la felicità; nella sua nascita, però, questa disciplina era stata definita "scienza della pubblica felicità", sebbene fosse venuta presto a connotarsi come "la scienza triste", secondo quanto scrive Martina Fissi [28] citando Amartya Sen, premio Nobel per l'economia nel 1998. Vediamo con ordine.

Il tema della felicità ha fatto parte degli studi della disciplina economica "fin dalla sua nascita", come mostrano, anche se con precisazioni differenti, gli studiosi consultati da [27] a [32].

Luigino Bruni [29], [30] documenta che l'economia moderna è nata in Italia "attorno al Mediterraneo" come Scienza della felicità nel XVIII secolo per opera di Antonio Genovesi, Giuseppe Palmieri e Pietro Verri che, nella *pubblica felicità*, indicarono "l'obiettivo della Scienza Economica": ciò li differenziava dalla tradizione utilitaristica scozzese e inglese che, invece, sceglieva la ricchezza delle nazioni quale oggetto dell'Economia politica.

Per gli economisti della pubblica felicità l'aumento della ricchezza non era *lo scopo* dell'Economia politica ma *il mezzo* di cui essa dispone per procurare felicità a tutti, intesa in riferimento ai valori individuali ed aperta al bene comune e alla dimensione sociale: palese richiamo alla eudaimonia di Aristotele.

Circa le origini della disciplina economica, Gerelli [27] sostiene una tesi ancora più lusinghiera per il contributo italiano e cioè che le radici della diffusione del concetto di felicità nella Francia rivoluzionaria, in Europa e negli Stati Uniti d'America, risiedono nel pensiero e negli scritti dei primi economisti italiani quali Muratori, Verri, Beccaria. Essi studiarono il concetto di felicità e ne teorizzarono – insieme al “giurista” napoletano Filangieri – il diritto dei popoli di poterla perseguire.

È di questa tesi anche l'economista Emanuele Felice [32] per il quale: “gli illuministi italiani hanno studiato la felicità come dimensione pubblica... con una visione della felicità in sostanza legata ai diritti dell'uomo”.

Gerelli analizza il rapporto tra il concetto di felicità e la disciplina economica e svolge una interessante ricostruzione storica. Individua un modello della felicità antico che si rifà al concetto di felicità in Aristotele (eudaimonia) ed uno moderno che nasce nel Settecento e si sviluppa sotto le influenze rivoluzionarie dell'Illuminismo secondo cui la conquista della felicità “può modificare l'ordine sociale ed aprire il campo alle politiche economiche per la redistribuzione del reddito”; concetto che sarà ripreso ed approfondito in tempi attuali dalla moderna *Economia della felicità* (vedi anche Bruni [30] e Zamagni [31]).

Ma il modello moderno dell'economia dimenticherà per anni, fino ai nostri tempi, il concetto di felicità. Con lo sviluppo della scienza economica, infatti, si renderà necessario utilizzare definizioni più *semplici* che non la utilità-felicità, e più *dirette*; in particolare, dice Gerelli, “si ipotizzerà che l'utilità-felicità dipenda dal reddito e successivamente che si identifichi con esso” ed il Pil diventerà il suo parametro di quantificazione. Pertanto, scompare il concetto di felicità sostituito da quelli di benessere e di reddito.

Anche il Bruni [30] afferma che “dopo due secoli di eclissi la parola felicità sta oggi tornando con forza nei dibattiti economici... oggi gli economisti, assieme ad altri scienziati sociali, studiano e misurano la felicità soggettiva e individuale, confrontandola con i tipici indicatori economici, quali reddito, ricchezza, disoccupazione, e altro ancora”.

Oltre ai due termini benessere e felicità, fin qui analizzati dall'economia, si deve considerare un terzo termine: *qualità della vita* a cui molto spesso fanno riferimento sociologi e psicologi. La Fissi al riguardo considera [28] anche la qualità della vita e sostiene che “il benessere, declinato in termini di qualità della vita, prende in esame aspetti legati sia alle condizioni soggettive sia a quelle oggettive” e considera “tutte quelle variabili e quei fattori esterni che possono avere influenza”, appunto, “sulla qualità della vita della persona come: l'ambiente, la politica, le condizioni lavorative...”.

All'interno di questi filoni esistono posizioni diverse e non pochi sono i “distinguo”, su cui certamente non entriamo in merito.

Ma, più in generale, e forse semplificando, possiamo dire che le scienze economiche presentano oggi due interpretazioni del benessere che sono riconosciute come le più significative (vedi Gerelli [27] e Bruni e Porta [29]): quella capitalistica (riconducibile al pensiero filosofico edonistico) che fa riferimento al termine benessere economico e quella sociale (collegabile al pensiero filosofico eudaimonista) che considera non soltanto il benessere materiale ma anche quello “spirituale” e che in alcuni studiosi indaga e tenta di misurare la felicità.

Pertanto possiamo confermare, secondo quanto già anticipato, che attualmente la corrente dominante delle scienze economiche considera il benessere più che la felicità e che identifica il benessere con il reddito e che esso è quantificato dal Prodotto interno lordo.

Sono, comunque, numerose le critiche a questo parametro non solo da parte di economisti (Fissi, Panebianco) ma anche da parte di studiosi di statistica e di scienze sociali.

La Fissi [28] descrive diversi metodi di misurazione del benessere individuale e sociale; in particolare si sofferma su quello proposto nel recente Rapporto Stiglitz-Sen-Fitoussi, richiamato alla voce bibliografica [8]. Il Rapporto fornisce un contributo fondamentale per il superamento dei tradizionali indicatori economici e suggerisce l'introduzione di un approccio multidimensionale per una corretta misurazione del benessere. Raccomanda, infatti, di passare dal sistema di misurazione orientato sulla produzione ed espresso da un solo parametro a un altro focalizzato sul benessere (well-being) che tenga conto delle condizioni e delle capacità oggettive delle persone nonché delle valutazioni soggettive degli individui, relative alla loro vita, alle loro esperienze dirette e alle loro priorità.

Anche Panebianco [9] svolge una approfondita critica all'uso del Pil come indicatore del benessere e sostiene che non si deve mirare unicamente ai beni materiali ma anche a quelli spirituali, perché l'obiettivo della felicità per quanto ambizioso deve ancora far parte della scienza economica e delle sue implicazioni politiche.

Da quanto detto possiamo concludere che il pensiero degli economisti accoglie i concetti di felicità e di benessere ma anche di qualità della vita; concetti che l'economia ha condiviso nel passato e che condivide ancora oggi con altre discipline spesso promuovendo iniziative di incontro e di integrazione e molto spesso condividendo proposte di collaborazione.

Nel passato è stato significativo l'incontro con la filosofia ed il diritto, nel presente è significativo l'incontro con la psicologia e con le scienze sociali ma anche con il sapere della statistica, dell'ecologia e con discipline dell'ingegneria energetica.

6.3 Le scienze giuridiche in tema “di piena realizzazione della natura umana” e della felicità

È opportuno considerare come si rapportino le scienze giuridiche con la felicità mentre abbiamo già detto che riteniamo diritti riconosciuti quello al benessere ed alla qualità della vita, declinabile anche in termini di salute: tematiche importanti, studiate da altre discipline: quella sociale, della psicologia, dell'ecologia di cui faremo un rapido e sintetico cenno, poco più avanti limitatamente ai nostri stretti interessi.

Sembra difficile che un sentimento così multiforme com'è la felicità possa diventare nella realtà un diritto; ma, nonostante il concetto appaia “poco giuridico”, abbiamo visto, ad esempio in Gerelli [27], che agli albori della scienza economica è stato rivendicato come tale dagli economisti e che, nel corso della storia, è entrato a far parte di carte costituzionali.

I còrsi, con Pasquale Paoli, approvarono nel novembre del 1755 una Carta Costituzionale, nel cui preambolo scritto in lingua italiana venne affermato il diritto alla felicità. Nel Granducato di Toscana, nel 1778, Pietro Leopoldo predispose un progetto costituzionale in cui si affermava che “in una buona società tutti i membri hanno uguale diritto alla felicità” [33].

Il diritto alla felicità è sancito dalla dichiarazione di indipendenza degli Stati Uniti d'America e dalla rivoluzione francese ed è stato analizzato ancora prima come dottrina nell'opera del giurista napoletano Gaetano Filangieri, che ebbe grande influenza sui pensatori del suo tempo. *La scienza della Legislazione* di Filangieri, definita da Adriano Giannola [34] “una costruzione intellettuale, tecnicamente raffinata e moderna”, ispirò, come emerge da un carteggio con Benjamin Franklin, l'espressione “diritto al perseguimento della felicità”, sancito dalla costituzione americana diversamente dalla costituzione francese che proclama il “diritto alla felicità”.

Negli anni successivi questo diritto è stato recepito in varie forme (di solito ispirate alla trilogia dei diritti della costituzione americana: diritto alla vita, alla libertà, al perseguimento della felicità) anche da altri documenti costituzionali: dalla dichiarazione di indipendenza del Vietnam, dal preambolo della costituzione della Corea del Sud e dalla costituzione giapponese; e una qualche influenza potrebbe aver esercitato anche sulle “attuazioni” politiche del Bhutan.

Va anche considerato il carattere sopranazionale che il diritto al perseguimento della felicità ha assunto dopo la proclamazione, nel 2012, della “giornata della felicità”, da parte dell'assemblea

generale delle Nazioni Unite (ONU) che, nell'occasione, ha riconosciuto quali obiettivi universali: la felicità e il benessere.

La legislazione italiana e la costituzione non contemplano il diritto alla felicità: del problema si sono recentemente occupati alcuni professionisti del diritto: Fabrizio Bartolini [33], Fabio Ghiselli [35]; giuristi esponenti di associazioni di cultura come Andrea Botti [36]; o componenti e docenti di dipartimenti giuridici universitari come Gladio Gemma [37] e Lorenzo Buscicchi [38], in generale affermando che si può dimostrare l'esigenza di un diritto alla felicità costituzionalmente fondato, anche se con considerazioni e conclusioni diversificate, alcune per certi aspetti concordi con le posizioni già considerate di filosofi: Natoli [25] e Galimberti [26], e di economisti, Zamagni [31].

Andrea Botti, in un documento breve ma incisivo [36], afferma che le moderne costituzioni considerano con molta prudenza il diritto alla felicità. Sostiene, d'accordo con il giurista Fabio Ghiselli, che in quella italiana è forse l'art. 3 che, riconoscendo il diritto allo sviluppo della persona, riconosce (indirettamente aggiungiamo), il diritto alla felicità almeno per quanto la felicità è necessaria a garantire quello sviluppo.

Come dire che anche per studiare il "*diritto alla felicità*" è necessaria una cultura che integri più discipline, già invocata da Gerelli [27] e Bruni [30].

Ghiselli sostiene che il diritto alla felicità può rientrare nel più ampio ambito del diritto alla salute tutelato dall'articolo 32 della costituzione e Gladio Gemma, ordinario di Diritto costituzionale, in [37] sostiene che la felicità può essere oggetto di un diritto costituzionale, ne configura il fondamento ed il suo contenuto ed evidenzia il rapporto che intercorre tra il diritto alla felicità e i corrispondenti doveri costituzionali. Più in particolare afferma che il diritto costituzionale alla felicità "si configura" perché è presente, anche se con enunciazioni diverse, in documenti costituzionali non solo nazionali; ma soprattutto perché può essere dedotto dalla nostra costituzione, in quanto "il diritto alla felicità è trasversale agli altri diritti costituzionali e della risultante degli scopi di tutti questi ultimi: vale a dire la felicità è la *ratio* dei diritti costituzionali e da questa ratio può dedursi il diritto alla felicità".

Per chiudere citiamo Buscicchi [38], che, affermando il diritto alla felicità, ne delinea i contenuti e sostiene che esistono, oltre a fattori interni della felicità – relativi alla persona – altri fattori esterni, detti ambientali, molto importanti, di cui la costituzione ed il diritto si occupano a ragione e di cui il potere politico non può disinteressarsi: si pensi al benessere economico, alla salute dei cittadini, all'istruzione, alle libertà civili e alla tutela dell'ambiente.

"Del resto" – scrive Buscicchi – "la felicità è autentica solo se condivisa, perché, citando Bodei, essere felici da soli è come danzare in un lazzaretto o sulla tolda del Titanic".

6.4 Le discipline sociali e della psicologia in tema di qualità della vita e della salute

Il pensiero filosofico ha indagato la felicità, la scienza economica ha proposto la felicità attraverso il conseguimento, principalmente, del benessere economico, le scienze giuridiche hanno accertato il diritto alla felicità, al benessere ed alla salute, non di meno le scienze sociali e la psicologia, anche per come abbiamo brevemente riferito, sostengono che la felicità è da perseguire perché il benessere si diffonda e con esso sia più elevata la qualità della vita e di conseguenza siano salvaguardati la salute e l'ambiente.

In particolare consideriamo, fra i tanti, il sociologo Ruut Veenhoven [39] e gli economisti Emanuele Felice [32] e Serge Latouche [40] che integrano le loro competenze con quelle della sociologia. Il lavoro degli studiosi citati, rivolto alle condizioni sociali per la felicità umana, ha contribuito a un rinnovato interesse per la felicità come obiettivo della politica pubblica ed ha dimostrato che la felicità può essere utilizzata come una misura affidabile per valutare il progresso delle società.

Edward Diener [41], Daniel Kahneman [42], Michael Fordyce [44] ed altri psicologi si sono occupati di felicità, di benessere e soprattutto di qualità della vita che deve essere elevata per garantire senz'altro benessere ma forse anche felicità. Diener ha analizzato come la formazione culturale si relazioni al benessere ed alla qualità della vita ed ha indagato il temperamento delle

persone e l'influenza che la loro personalità ha sul benessere e sulla possibilità di misurarlo. Kahneman ha integrato le conquiste della ricerca psicologica all'interno della Scienza Economica e ha dato vita al nuovo campo disciplinare dell'*economia cognitiva* e delle sue molteplici applicazioni; mentre Michael Fordyce ha inaugurato il ramo accademico della psicologia positiva nel campo della felicità empirica, dimostrando che la felicità può essere misurata statisticamente ed aumentata volontariamente.

I sociologi e gli psicologi presentano posizioni molto diversificate; ma risultano concordi nel riconoscere che la felicità, il benessere e la qualità della vita e la salute dipendono da parametri complessi, difficili da analizzare e ancora più da quantificare. Tali difficoltà possono essere affrontate e superate soltanto se si integrano e si unificano i differenti saperi coinvolti e si considera, data l'analisi fin qui condotta, non solo l'apertura del pensiero filosofico, il rigore della scienza del diritto e la razionalità "semplice e prevedibile" della analisi economica [27]; ma se si tengono in doveroso conto anche gli apporti della psicologia e delle scienze sociali.

Esse, infatti, spiegano come il comportamento umano sia mosso spesso da emozioni, da valori radicati e dall'etica e non sia necessariamente egoistico ma potenzialmente altruistico, "essendo anche capace, sperimentando empatia, di sviluppare fiducia generalizzata, indispensabile ingrediente per un soddisfacente sviluppo" umano [27].

6.5 L'energia ed il suo utilizzo razionale per il benessere

Di tutto il grande patrimonio di beni, su esposti, e delle tematiche di studio ad esso connesse, interessa chi scrive uno specifico bene: l'energia e più in particolare, come detto, argomenti e problemi, legati al suo *impiego razionale per la produzione di lavoro utile all'uomo*.

L'energia è un bene fondamentale per la crescita e lo sviluppo. La civiltà è nata grazie alla disponibilità delle prime forme di energia e si è sviluppata utilizzando, oltre a queste, altre forme diverse ed importanti ma soprattutto richieste in quantità sempre crescenti.

"Tutti i processi connessi con la vita dell'uomo e con lo sviluppo dell'umanità ne richiedono la disponibilità e ne comportano quindi l'utilizzazione sotto specie e forme diverse": dalle attività essenziali e primarie "per la sopravvivenza a quelle più complesse legate alle necessità di collegamenti, attualmente sempre più rapidi e frequenti; dalle relazioni tra persone e popoli sempre più necessarie e numerose alla produzione di beni di consumo di ogni genere e tipo"; tutte queste attività sono rese possibili "soltanto dalla disponibilità di energia che permette lo svolgersi ed il progredire della vita e del benessere dell'uomo"(Acton [2]).

La disponibilità e l'utilizzo dell'energia sono indice della ricchezza delle nazioni e dei popoli e sono considerati dalle nazioni, in particolare quelle più ricche, come i principali ed irrinunciabili fattori dello stato di benessere (Zerlia [3]).

L'energia è stata nel passato ed è tuttora un bene molto ambito; ha garantito lo sviluppo di tutti i settori economici: quello primario – preminente nel passato ma di rilievo anche oggi – che presenta grande capacità di crescita subordinata, però, a significative disponibilità energetiche; il settore industriale che deve il suo sorgere ed ancora più la sua rapida crescita e diffusione ai grossi e prontamente soddisfatti bisogni energetici che ancora lo caratterizzano; nonché il terziario, che si diffonde e si sviluppa con forti gradienti, soprattutto nei paesi più progrediti, e che richiede anch'esso grandi apporti energetici. Il problema energetico è pertanto caratterizzato dalla richiesta di energia sempre crescente che condiziona perciò potentemente anche la macropolitica dell'umanità (Caputo [2]).

L'impiego dell'energia per la produzione di lavoro utile all'uomo, che, come detto, ci interessa in particolare, deve avere oggi alcune specifiche caratteristiche che sono riassunte nel dire che deve essere razionale e responsabile allo scopo di contenere i consumi energetici e limitare al massimo la *traccia* nociva che inevitabilmente si lascia nell'ambiente col fruirne; e ciò soprattutto oggi data la particolare situazione energetica nazionale e mondiale e data la maggiore sensibilità di molti paesi e nazioni nel proteggere l'ambiente, nel garantire la salute e la natura non rinunciando al benessere condiviso.

Tutto ciò comporta, per quanto riguarda le discipline energetiche, una scelta accorta ed accurata sia della fonte energetica a cui attingere, sia della macchina (o del sistema) per la trasformazione (o la conversione) della specie energetica impiegata.

In particolare, se essa non è di tipo *pregiato* – come ad esempio quella termica liberata dalla combustione –, per ricavare lavoro utile si deve adottare un sistema di conversione, scegliendolo convenientemente fra quelli a più alto rendimento (efficienza di conversione) e se ne devono ottimizzare le caratteristiche, sia del complesso sia dei singoli componenti, in relazione alla sua specifica applicazione, impiegando procedure di calcolo ottimizzato integrate non semplici.

Se si adotta una specie *pregiata*, ad esempio il vento, il processo di trasformazione per ottenere lavoro utile presenta intrinsecamente rendimento più elevato ma risulta ugualmente necessario adattare la caratteristica della macchina alle caratteristiche della risorsa naturale nel sito della installazione, possibilmente procedendo anche in questo caso con procedure di progettazione ottimizzata.

La scelta della fonte energetica riveste grande importanza soprattutto se non è rinnovabile, e deve essere inserita nella procedura di ottimizzazione, possibilmente automatica, di cui devono essere predefiniti gli obiettivi sulla base di fondamentali opzioni che in generale saranno di tipo tecnico economico e finanziario ma anche politico e sociale.

Risulta evidente che è necessaria un'ampia gamma di competenze e conoscenze fortemente interdisciplinari e che per di più integrino gli obiettivi detti con la necessità del massimo rispetto dell'ambiente e della salute dell'uomo: questo, infatti, deve essere il contesto in cui svolgere un'azione di progetto completo.

7 Il sapere integrato ed il ruolo dell'università

Per quanto su detto, in chiusura pensiamo che il Sapere consolidato delle Università ed in particolare quello, sempre attuale e in continuo sviluppo, della ricerca – non solo scientifica e non solo universitaria ma degli Enti ed Istituzioni preposti a tale scopo – debbano affrontare responsabilmente i problemi richiamati e dar loro adeguate risposte, ognuno per le proprie specifiche conoscenze e competenze.

Ma crediamo anche che proprio a causa della complessità dei problemi, del gran numero delle questioni interessate e del loro intrecciarsi, sia necessaria una confluenza ampia dei diversi Saperi coinvolti ed una loro integrazione ed uniformizzazione: senz'altro indispensabili per ottenere quelle adeguate risposte invocate e per interpretare ed indagare le problematiche ampie poste dallo Sviluppo sostenibile, che dobbiamo intendere come condiviso e cioè rivolto a tutti i Popoli.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. ZAMPARO, *Energia ed inquinamento nell'ecologia*, Tamburini Editore, Milano 1974.
- [2] C. CAPUTO, *Gli impianti motori termici*, Esa, Roma 1981.
- [3] T. ZERLIA, *Vigilia di Rio +20: Sostenibilità o globalizzazione?*, ne "La Rivista dei Combustibili e dell'Industria Chimica", 66, 2 (2012).
- [4] M. YUNUS, *Un mondo senza povertà*, Feltrinelli, Milano 2008.
- [5] G. MONCADA LO GIUDICE, *Una sfida epocale*, ne "La Termotecnica", ottobre 2012.
- [6] Organizzazione delle Nazioni Unite (ONU), Assemblea Generale: *Risoluzione A/RES/66/281*, 28 giugno 2012.
- [7] Conferenza sulla felicità, Roma: *Rapporto Mondiale sulla Felicità 2016*, 15-17 marzo 2016.
- [8] E. GIOVANNINI, *Oltre il Pil per un nuovo indice del benessere. Presentazione e discussione del Rapporto: Stiglitz-Sen-Fitoussi*, Convegno di Bologna, Bologna, dicembre 2009. Atti, settembre 2010.
- [9] F. PANEBIANCO, *Misurare il benessere. Gli indicatori alternativi al Pil*, in "Aggiornamenti Sociali", 9-10 (2012), pp. 671-682.
- [10] D. SPERONI, *I numeri della Felicità. Dal Pil alla misura del benessere*, Cooper edizioni, Roma 2010.
- [11] Special Rome Edition: *World Happiness Report 2016 (Volume II)*, Edited by Jeffrey Sachs, Leonardo Becchetti and Anthony Annett, Roma 2016.
- [12] R. AMATO, *Lezioni dal Bhutan: la felicità interna lorda come misurare il benessere globale*, ne "La Repubblica", 5 giugno 2010.
- [13] D. SPERONI, *Felicità e benessere collettivo*, in "Corriere della Sera", 21 marzo 2016.
- [14] M. VENEZIANI, *Vivere non basta: lettere a Seneca sulla felicità*, Mondadori, Milano 2019.
- [15] C. A. SALUSTRI (TRILUSSA), *Felicità*, in *Acqua e vino Ommi e bestie Libro muto*, Biblioteca Moderna Mondadori, n. 109, Milano 1959.
- [16] E. MONTALE, *Felicità raggiunta*, in *Ossi di seppia*, Piero Gobetti editore, Torino 1925.
- [17] "Il ricordo della felicità non è più felicità, il ricordo del dolore è ancora dolore". Aforisma attribuito ad Albert Einstein (<https://www.pensieriparole.it>).
- [18] W. CHURCHILL. Aforisma ripreso dall'articolo di Paolo Di Stefano [19].
- [19] P. DI STEFANO, *Da Einstein a Oscar Wilde: Le teorie della felicità*, in "Corriere della Sera", 26 ottobre 2017.
- [20] N. ABBAGNANO, *Storia della Filosofia*, Utet, Torino 2017.
- [21] F. LORENZONI, *Corso di storia della filosofia*, pdf-Documents, 2012.
- [22] R. BODEI, *La filosofia nel Novecento*, Donzelli, Roma 2006 (anche, dello stesso autore, *La filosofia nel Novecento (e oltre)*, Feltrinelli, Milano 2015).
- [23] L. DE CRESCENZO, *Storia della filosofia*, Oscar Mondadori, Milano s.d.
- [24] R. BODEI, *La politica e la felicità*. Edizioni Lavoro, Roma 1997 (scritto con Luigi Pizzolato).
- [25] S. NATOLI, *La felicità. Saggio di teoria degli affetti*, Feltrinelli, Milano 1994.
- [26] U. GALIMBERTI, *Psiche e techne: l'uomo nell'età della tecnica*, Feltrinelli, Milano 2000.
- [27] E. GERELLI, *Le felicità: economia della felicità e (soprattutto) dintorni*, Siep, "Rivista di diritto finanziario e scienza delle finanze", 1 (2016), pp. 18-74.
- [28] M. FISSI, *L'economia della felicità*, archiviomarini.sp.unipi.it Martina Fissi. Nota su *La misura sbagliata delle nostre vite. Perché il PIL non basta più per valutare benessere e progresso sociale* di J.E. Stiglitz, A. Sen, J.P. Fitoussi, Prefazione di Nicolas Sarkozy, Etas, Milano 2010.
- [29] L. BRUNI, P. L. PORTA (a cura di), *Felicità e Libertà. Economia del benessere in prospettiva relazionale*, Edizioni Guerini e associati, Milano 2006. Saggi di: Amartya Sen, Daniel Kahneman, Jason Riis, Robert Sugden, Stefano Zamagni, Pier Luigi Porta, Luigino Bruni.

- [30] L. BRUNI, *L'economia, la felicità e gli altri: una indagine su beni e benessere*, Edizioni Città Nuova, Roma 2004.
- [31] S. ZAMAGNI, *Economia ed etica. La crisi e la sfida dell'economia civile*, Edizioni La scuola, Brescia 2014.
- [32] E. FELICE, *Storia economica della felicità*, Edizioni Il Mulino, Bologna 2017.
- [33] F. BARTOLINI, *Esiste un diritto alla felicità?*, 4 settembre 2015 (<https://www.bartolinistudiolegale.com/diritto-civile/>).
- [34] A. GIANNOLA, G. FILANGIERI, *Il Contributo italiano alla storia del Pensiero*, Economia (2012) (<https://www.treccani.it/gaetano-filangieri>).
- [35] F. GHISELLI, *Il diritto alla felicità: da principio astratto a diritto costituzionale*, tratto da F. Giselli, I. Campaner Pasianotto, *Fringe benefits e Piani di welfare*, Edizioni Ipsoa, Milano 2017.
- [36] A. BOTTI, *Il diritto alla felicità*, conferenza promossa dal “Rotary eClub2050” e tenuta dall’avvocato Andrea Botti (<http://www.rotaryclub2050.org>).
- [37] G. GEMMA, *Esiste un diritto costituzionale alla felicità?*, AFDUDC, 12, 2008, 519-531.
- [38] R. BUSCICCHI, *Il diritto alla felicità in prospettiva comparata*. Dipartimento di Giurisprudenza cattedra di Public Comparative Law, Luiss Guido Carli (a.a. 2013-2014).
- [39] R. VEENHOVEN, *Qualità della vita e felicità*, in *Salute e Qualità della vita*, a cura di G. de Girolamo e AA. VV, Centro Scientifico Editore, Torino 2001, cap. 6, pp. 67-95.
- [40] S. LATOUCHE, *Breve trattato sulla decrescita serena*, trad. di Fabrizio Grillenzoni, Bollati Boringhieri, Torino 2008 (ed. orig. *Petit traité de la décroissance sereine*, 2007).
- [41] E. DIENER, *Culture and Subjective Well-Being (Well Being and Quality of Life)*, Edizioni Diener, 2003.
- [42] D. KAHNEMAN, *Economia della felicità*, pref. di Riccardo Viale, Il Sole 24 ore, Milano 2007.
- [43] D. KAHNEMAN, E. DIENER, J. F. HELLIWELL, *International Differences in Well-being*, Oxford University Press, 2010.
- [44] M. FORDYCE, *A review of research on the happiness measures: A sixty second index of happiness and mental health*, in “Social Indicators Research”, 20 (1988), pp. 355-381 (e *Development of a program to increase personal happiness*, in “Journal Counseling Psychology”, 24 (1977), pp. 511-521).
- [45] Collaborazione fra Istat e Urban@it: *La misurazione del benessere e la sostenibilità in Italia*. Ad opera di: Fabio Bacchini, Barbara Baldazzi, Adolfo Morrone, Miria Savioli, Maria Pia Sorvillo, Alessandra Tinto. Working papers. Rivista online di Urban@it - 2/2016.
- [46] E. GIOVANNINI, *Misurare il benessere delle persone e della società: una sfida per la statistica e la politica*, Arel (Agenzia di Ricerca e Legislazione, fondata da Nino Andreatta), 2 marzo, 2011.
- [47] L. PICCIONI, G. NEBBIA, *I Limiti dello sviluppo in Italia. Cronache di un dibattito 1971-74*. I quaderni di Altrionovecento, nn. 1 e 2, Fondazione Luigi Micheletti, 2012.
- [48] *L'uomo e la ricerca della felicità*, Seminario coordinato da Enzo Zavoli (Prima sessione: *Il diritto alla felicità tra ricerca individuale e dimensione sociale*; Seconda sessione: *La ricerca della felicità tra dimensione fisica e interiore*, Atti del seminario organizzato dalla Biblioteca del Senato della Repubblica, 5 febbraio 2018, Roma.

SVILUPPO SOSTENIBILE

1 CONTESTUALIZZAZIONE DELLO SVILUPPO SOSTENIBILE

1.1 Progresso e sviluppo umano

L'analisi del *benessere* (nelle sue varie determinazioni: benessere massimo, benessere personale e benessere collettivo e relative quantificazioni e misurazioni) ha rivelato, nel capitolo precedente, affinità ma non coincidenza con la *felicità* (una condizione dello spirito, un forte coinvolgimento personale, un bisogno di condivisione), pur se declinato con la qualità della vita.

Parimenti sono strettamente collegati, nella loro estensione concettuale, i termini *benessere* (*economico*) e *sviluppo*, distinto quest'ultimo dal *progresso* (spirituale e sociale), e potenzialmente in grado di attingere una non definita *felicità* solo se lo *sviluppo* nella società attuale diventa *sostenibile*, appoggiandosi alle nuove tecnologie.

Nell'antichità l'idea di progresso [1] è totalmente assente, nasce soltanto con la visione cristiana della vita e si afferma con i filosofi dell'Illuminismo che fanno prevalere la ragione sull'irrazionalità. Nel mondo greco e latino, le testimonianze letterarie (di Esiodo, Platone, Virgilio, Lucrezio...) parlano non di un'evoluzione positiva della società umana ma di un regresso dell'"aurea stirpe" rispetto alla mitica età dell'oro, mentre poi, con gli autori cristiani più ragguardevoli (da San Paolo a Sant'Agostino) la storia è considerata realizzazione di piani provvidenziali e la meta a cui si aspira è la perfezione raggiungibile in una realtà ultraterrena promessa, in un infinito trascendente, e finalmente, nel Settecento, i lumi della ragione sono chiamati a distruggere la barbarie e le superstizioni (si pensi agli strali di Voltaire, a Condorcet...). Le riflessioni di Malthus sulla crescita in progressione geometrica della popolazione e solo aritmetica delle risorse ambientali avviano, quindi, una problematica che avrà sviluppi inquietanti in tempi recenti.

Ma già nel secolo precedente la conoscenza della natura e le scoperte scientifiche (qui si richiamano Giordano Bruno, Bacone, Galileo Galilei) introducono a una visione più moderna della storia e all'affermazione della superiorità dei moderni rispetto agli antichi; e l'idea di un continuo avanzamento della scienza si afferma, nell'Ottocento, con il positivismo, con la prima rivoluzione industriale, con il materialismo storico, con la teoria darwiniana dell'evoluzione (contraddetta dal pessimismo schopenhaueriano). A seguito della prima e seconda guerra mondiale succede un disperato scetticismo nei pensatori, bene evidenziato dalla Scuola di Francoforte e dalla filosofia di Martin Heidegger, dal suo nichilismo che condanna la tecnologia dominante, annientatrice dei valori fondamentali dell'umanità.

Nel nostro tempo, e in particolare già dal secondo dopoguerra, si inizia a intendere il *progresso* quasi unicamente come *sviluppo economico*, favorito dalle potenzialità espresse dalla scienza e dalla tecnica: un approccio di tipo fideistico, più o meno interessato. L'accrescimento dell'economia viene misurato in termini di produzione e consumo, a prescindere da ogni aspetto spirituale e culturale [2].

La distinzione moderna di "progresso" e "sviluppo" [3]¹ – considerando i limiti dello sviluppo in un ambiente terrestre a risorse naturali finite – si pone oggi nei termini di "progresso" e "sviluppo sostenibile", di necessaria conversione e compatibilità ambientale.

¹ Nella prima metà degli anni Settanta Pier Paolo Pasolini indicava e condannava nel "Corriere della Sera" (poi negli *Scritti corsari*, Garzanti, Milano 1975) uno sviluppo senza progresso in Italia più che in altri Paesi a partire dal secondo dopoguerra: "sviluppo" riguarda, nel suo pamphlet giornalistico, il processo economico e sociale di un territorio (con il passaggio da una società tradizionale

D'altra parte, nel contesto della società attuale, purtroppo, è dato osservare che molte delle tecnologie disponibili vengono impiegate con finalità puramente utilitarie e strumentali, le potenzialità tecnico-scientifiche trovano applicazione solo quando si prestano a una commercializzazione redditizia; la logica dello sviluppo ha privatizzato risorse e strutture strategiche basilari, ha ridotto il sistema del Welfare, e le attività scientifiche, pure avanzate, restano confinate nei laboratori di ricerca (criticità tutte bene evidenziate in Italia e nel mondo dalla pandemia di Covid-19).

La storia dell'umanità è stata accompagnata dal concetto di *sviluppo tecnico-economico* da un lato e da quello di *progresso umano* dall'altro. Come si è in precedenza accennato, per molti anni questi due concetti sono stati considerati in forte correlazione tra loro, in quanto si riteneva che il secondo fosse naturale conseguenza del primo, in ragione del fatto che lo sviluppo tecnico-economico ha comunemente condotto a un miglioramento sensibile delle condizioni di vita del genere umano. Nel corso degli ultimi decenni, tuttavia, i due concetti sono stati sottoposti a revisione critica [4], in quanto si è manifestato chiaramente che un tasso incontrollato di crescita tecnico-economica non conduceva necessariamente a un parallelo progresso del genere umano e a un connesso miglioramento delle condizioni di vita delle popolazioni del pianeta: lo sviluppo tecnico-economico, infatti, richiede il consumo della risorsa naturale, mentre il progresso umano – pur riferito al solo benessere materiale – deve essere proiettato su un orizzonte temporale di lungo termine, che prenda in considerazione le esigenze delle generazioni future e la problematica dell'esaurimento della risorsa naturale.

Per questa ragione è stata introdotta una nuova categoria di pensiero, comunemente indicata con il termine di *Sviluppo Sostenibile* [4-11]. Secondo tale definizione, una risorsa naturale è sfruttata in maniera *sostenibile* se, esaminando il suo tasso di rigenerazione naturale, essa non viene sfruttata oltre i propri limiti di rigenerazione.

Con particolare riferimento alle fonti energetiche primarie, lo sfruttamento oltre il limite di rigenerazione naturale può condurre all'esaurimento delle stesse in un periodo di tempo limitato, e così mettere permanentemente a rischio qualunque possibilità di sfruttamento di tali risorse ad opera delle future generazioni.

Lo sviluppo è definito *Sviluppo Sostenibile* quando può effettivamente rispondere alle esigenze delle generazioni presenti, senza contemporaneamente mettere a rischio le esigenze delle generazioni future.

Lo sviluppo è definito *non sostenibile*, quando incorre nelle seguenti criticità:

1. un incremento della popolazione mondiale, il cui tasso di crescita è qualificato come *non-sostenibile*, in quanto il numero degli abitanti previsto per i decenni futuri, costantemente in aumento, comporterebbe una riduzione proporzionale pro-capite delle risorse naturali, all'attuale tasso di riformazione delle stesse;
2. un tasso di distribuzione della ricchezza tra la popolazione mondiale qualificato come *non-sostenibile*, in quanto questa sarebbe concentrata nelle mani di una percentuale di persone molto ridotta (il 20% della popolazione mondiale detiene attualmente l'87% della ricchezza prodotta a livello planetario);
3. un tasso di crescita dei costi ambientali, qualificato come *non-sostenibile*, prodotto dall'attuale sfruttamento delle risorse energetiche e dalla conversione dell'energia (il cui tasso di efficienza è generalmente scarso) per le attività umane.

agricola a quella industriale e terziaria, caratterizzata da logiche di mercato, conformismo, omologazione dei valori), un fenomeno di tipo puramente quantitativo; "progresso" sta a indicare, invece, l'elevazione umana e morale dell'esistenza. A favore dello sviluppo sono, per Pasolini, gli industriali che producono beni superflui e i consumatori di quei beni, la massa omologata; il progresso è voluto da chi si batte per la qualità della vita (operai, contadini, parte degli intellettuali). Si assiste, nella società moderna, a una vera e propria mutazione antropologica, al degrado morale e sociale, alla devastazione incosciente dell'ambiente naturale.

Il *costo ambientale* ha una ricaduta particolarmente importante sulla sostenibilità e gli effetti si esplicano sia su scala locale che su scala globale [4].

Su scala locale, l'impatto riguarda:

1. agricoltura, con erosione del suolo e inquinamento delle riserve acquifere;
2. attività industriali, con contaminazione di acqua e aria per l'emissione di inquinanti e produzione di rifiuto industriale;
3. attività energetiche, con effetti negativi di conversione energetica (combustione), emissioni di inquinanti e consumo della risorsa energetica primaria (combustibile);
4. trasporti, con emissioni di inquinanti e consumo della risorsa energetica primaria (combustibile).

Su scala globale, l'impatto si manifesta con queste modalità:

1. riscaldamento globale (per effetto serra), dovuto all'incremento della percentuale di CO₂ rilasciata, e quindi accumulata, nell'atmosfera, a causa della combustione di combustibili fossili caratterizzati da alto rapporto idrogeno/carbonio, con conseguenze sull'aumento della temperatura media globale del pianeta, scioglimento dei ghiacciai e delle calotte polari, cambiamento del clima esistente e introduzione di variabilità climatica (evento estremo per le caratteristiche climatiche del territorio e di difficile prevedibilità meteorologica);
2. deforestazione, con conseguenze su erosione del suolo, mancanza di digestori naturali di CO₂/produttori naturali di O₂ (attività biotica delle foreste), alterazione della biodiversità ed estinzione di molteplici specie animali;
3. riduzione dello strato di ozono, con conseguenze sull'alterazione genetica cellulare indotta dall'esposizione non schermata a radiazione solare UVA/UVB carcinogena;
4. acidificazione atmosferica, dovuta all'incremento del contenuto di SO_x nella ricaduta al suolo imbriferà, con conseguenze sul corretto accrescimento delle foreste e sulle attività agricole, come anche sulla conservazione del patrimonio artistico ed architettonico soggetto a dilavamento da pioggia acida.

1.2 Progresso tecnologico e interazione dell'uomo

Posto che il termine di “tecnica” può essere ricondotto all'insieme delle pratiche umane – applicazioni di conoscenze scientifiche e talora di processi puramente empirici – dirette a trasformare la natura per ricavarne beni, risolvere problemi, soddisfare bisogni, lo sviluppo tecnologico dà forma e cambiamento alla cultura dei popoli, creando benefici economici e sociali, eliminando barriere e svantaggi.

L'approccio sperimentale della scienza moderna – frutto di teorie validate dalla sperimentazione – sviluppa soprattutto soluzioni legate ai processi produttivi (trasformazione delle materie prime in prodotti industriali), con inevitabili manipolazioni operate sull'ambiente, e connessa mancanza di controllo sociale su certune tecnologie potenzialmente nocive agli ecosistemi ambientali: ciò determina resistenze e posizioni critiche nei confronti di uno sviluppo tecnologico non correttamente regolamentato.

Valutando “lo stato dell'arte della tecnologia”, la sfida della scienza contemporanea si gioca sulla effettiva possibilità di portare le nuove tecnologie a ridurre i costi ambientali dell'antropizzazione [12-14].

1.3 Lo sviluppo sostenibile

Lo “sviluppo sostenibile” [4-11] è una particolare caratterizzazione dello sviluppo economico che sia compatibile con la salvaguardia dell'ambiente e con la preservazione delle risorse naturali per le generazioni future. Consiste, pertanto, non in un approccio “tecnocentrico”, che lascia il mercato

libero di espandersi indiscriminatamente, ma in un approccio “ecocentrico”, che garantisca il non esaurimento delle risorse primarie.

La sostenibilità ambientale è minacciata da un aumento demografico incontrollato nei paesi in via di sviluppo, che implica minore disponibilità di risorse, concentrate all’opposto nei Paesi sviluppati, che sono caratterizzati da una minore natalità e dall’immigrazione di popolazioni povere. È minacciata, inoltre, come si è già osservato, da problematiche ambientali specifiche del settore agricolo (erosione dei suoli, inquinamento delle falde acquifere a causa della contaminazione chimica dei suoli), del settore industriale (contaminazione di aria e acqua, effetto serra e piogge acide, con ricaduta negativa sul patrimonio forestale e architettonico, con lenta e progressiva riduzione dello strato di ozono, etc.), del settore energetico (combustione, trasporti), da deforestazione e riduzione della biodiversità. La portata dell’impatto di queste problematiche è più evidente nei Paesi in via di sviluppo, a causa dell’impiego in detti Paesi di tecnologie di sfruttamento e conversione energetica ormai obsolete.

Nel 1973 i Paesi arabi diminuirono l’esportazione di petrolio verso l’Occidente e ne aumentarono il prezzo. La crisi energetica conseguente (aumento dei costi dell’energia e necessità di limitarne il consumo) portò molti Paesi dipendenti da fonti fossili a valutare in alternativa le fonti rinnovabili.

Nel 1972 era stato pubblicato dal Massachusetts Institute of Technology un rapporto sui *Limiti dello sviluppo* [5]: lo studio evidenziava come la crescita produttiva illimitata avrebbe portato al consumo delle risorse energetiche e ambientali del pianeta². Successivamente il rapporto del Worldwatch Institute di Washington ha fornito dati precisi, utili a comprendere l’evoluzione dello sfruttamento delle risorse terrestri e misurarne le conseguenze [6]³.

² Il rapporto sui limiti dello sviluppo, commissionato al MIT (*Massachusetts Institute of Technology*) dal Club di Roma e pubblicato nel 1972 (con successivi aggiornamenti) effettua una simulazione al computer (modello World3) relativa al tasso di crescita della popolazione, dell’industrializzazione, dell’inquinamento, della produzione di cibo e dello sfruttamento delle risorse con la previsione che, se esso continuerà inalterato, creerà, entro i prossimi cento anni, conseguenze insopportabili per l’ecosistema terrestre e per la sopravvivenza della specie umana. L’esigenza di uno “sviluppo sostenibile” (affermata per la prima volta nel Rapporto Brundtland del 1987) e la misurazione dell’impatto ambientale, che supera la capacità di carico della terra, rendono urgente – attraverso la simulazione di diversi scenari (crisi delle risorse non rinnovabili, crisi da inquinamento, crisi alimentare, crisi da erosione, etc.) la necessità di modificare i tassi di sviluppo (con la prospettiva di altri scenari concretamente perseguibili: programmazione familiare, moderazione degli stili di vita, utilizzo più efficiente delle risorse naturali, tutela dei suoli), realizzando una nuova capacità di previsione e di controllo per l’equilibrio tra disponibilità e impiego di risorse naturali.

³ Successivamente al rapporto del Massachusetts Institute of Technology, che definisce le relazioni tra le risorse naturali della biosfera e i consumi umani, l’attività di ricerca del Worldwatch Institute (fondato a Washington nel 1975) elabora dati rilevanti e precisi in percentuale per i vari Paesi, utili a comprendere l’evoluzione dello sfruttamento delle risorse terrestri e misurarne le conseguenze. Un rapporto curato da Brown sullo “stato del Mondo” (in dieci punti) evidenzia le molte criticità, di seguito elencate, a cui è necessario porre rimedio con una cooperazione internazionale per un equilibrio planetario.

- L’aumento della produzione di alimenti per l’accresciuta popolazione è avvenuto estendendo la coltivazione a nuove terre piuttosto che aumentando le rese delle terre coltivate, ma l’esaurimento delle riserve di suoli coltivabili ha promosso un uso indiscriminato di mezzi meccanici, fertilizzanti industriali, pratiche di sfruttamento che, associate talora a fenomeni di salinizzazione e alla scarsa dotazione idrica (in ogni modo da razionalizzare per impieghi agricoli, industriali e domestici), hanno annullato la capacità di rigenerazione naturale destinando parte delle terre coltivate alla sterilità.
- Insieme alla terra, la seconda fonte dell’approvvigionamento di alimenti dell’umanità è costituito dalle acque, al primo posto i mari e gli oceani (e in particolare l’Atlantico settentrionale), dove le popolazioni ittiche rischiano di esaurirsi per l’eccesso delle catture, non sufficientemente integrate dagli allevamenti.
- L’acidificazione del suolo, insieme alla circolazione nell’atmosfera di composti solforati (i cui tenori sono fra 5 e 20 volte superiori a quelli naturali), ha degradato le foreste dei paesi industriali, provocando gravi alterazioni degli equilibri pedologici, minacciando la perdita di grandi quantità di legname e compromettendo gli equilibri dell’industria della carta.
- La contrazione del patrimonio genetico della Terra, provocata dalla progressiva distruzione degli ecosistemi naturali e dalla diffusione, su tutte le terre coltivate, di varietà vegetali ed animali derivate dalla selezione, richiama l’attenzione di biologi e dell’opinione pubblica internazionale (che assiste allo sfruttamento da parte dei Paesi del Terzo Mondo di realtà dove ancora permangono gli equilibri naturali, in particolare nelle foreste equatoriali).
- Rilevante è il consumo di energia, di cui si assiste a uno straordinario incremento, correlato alle diverse tecnologie di utilizzo, per soddisfare il fabbisogno di Paesi che perseguono il decollo della loro economia, con conseguenti danni all’ambiente (emissioni in ordine di nocività decrescente vengono da carbone, greggi a diverso contenuto solforico, gas naturale) e la necessità di un ricorso alle fonti rinnovabili (soprattutto in California, Cina).

La correlazione, infine, tra i problemi esaminati e il numero degli abitanti, con un tasso di crescita esponenziale (raddoppio della popolazione ogni venti anni nei paesi emergenti), evidenzia una problematica di “guerra per la sopravvivenza”.

La crescita economica incontrollata produce un deterioramento quantitativo e qualitativo del capitale naturale. La terra – osservava nel 1973 Kennet Building – “è diventata una navicella spaziale unica sprovvista di riserve illimitate, sia per attingervi risorse che per versarvi i suoi rifiuti inquinanti”.

Lo “sviluppo sostenibile” ruota attorno a tre componenti fondamentali: sostenibilità economica, sostenibilità sociale, sostenibilità ambientale. Un modello di “sviluppo sostenibile” deve contemplare una politica di tutela e salvaguardia delle risorse naturali, che vanno gestite razionalmente contemperando l’esigenza di sviluppo socio-economico con quella di rispetto dell’ecosistema.

Il problema dello sfruttamento delle risorse e del loro imminente esaurimento è affrontato da Serge Latouche nel *Petit traité de la décroissance sereine* [15] svolgendo il concetto di “decrescita serena”. Si tratta di abbandonare la fede nello sviluppo, nella crescita illimitata che punta solo al profitto con conseguenze disastrose per l’umanità e l’ambiente a favore di una scelta di decrescita che rivaluti i valori (altruismo, collaborazione, piacere, locale), riconcettualizzi i termini di ricchezza/povertà, rarità/abbondanza, ridistribuisca ricchezze e risorse ristrutturando l’apparato produttivo e adeguando i rapporti sociali al cambiamento dei valori, rilocalizzi la produzione, abbattendo gli sprechi, riutilizzando, riciclando e favorendo il dialogo tra individui e culture diverse.

Le tappe fondamentali per la definizione dell’evoluzione storica di “sviluppo sostenibile” sono:

- 1972: Conferenza di Stoccolma sull’Ambiente Umano (dove si afferma che “la protezione e il miglioramento dell’ambiente è una questione di capitale importanza”: da allora sono entrate in vigore più di 200 disposizioni legislative finalizzate al controllo delle sostanze chimiche pericolose, alla protezione delle acque di superficie nonché al monitoraggio degli agenti inquinanti);
- 1980: IUCN (*International Union for Conservation of Nature*), che elabora il documento *Strategia Mondiale per la Conservazione*;
- 1983: Commissione Mondiale su Sviluppo e Ambiente, istituita da parte dell’ONU e presieduta dal premier norvegese Gro Harlem Brundtland, che elabora il rapporto Brundtland con la definizione condivisa di “sviluppo sostenibile” (1987);
- 1992: Conferenza ONU di Rio de Janeiro su Ambiente e Sviluppo, da cui scaturiscono il programma d’azione *Agenda 21* (manuale per lo sviluppo sostenibile del pianeta “da qui al XXI secolo”) e la Convenzione quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici, sottoscritta a New York e avente come obiettivo la stabilizzazione delle concentrazioni nell’atmosfera dei gas serra (strumento attuativo sarà, nel 1997, il protocollo di Kyōto);
- 1993: Piano Nazionale per lo Sviluppo Sostenibile in attuazione dell’*Agenda 21* messo a punto in Italia dal Ministero dell’Ambiente, approvato dal CIPE il 28 dicembre;
- 1994: 1ª Conferenza Europea sulle Città Sostenibili ad Aalborg ed approvazione della *Carta di Aalborg*;
- 1996: 2ª Conferenza Europea sulle Città Sostenibili a Lisbona;
- 2000: 3ª Conferenza Europea sulle Città Sostenibili ad Hannover;
- 2001: Unione Europea, VI Piano d’Azione Ambientale 2002/2010;
- 2002: Vertice Mondiale sullo Sviluppo Sostenibile a Johannesburg;
- 2004: 4ª Conferenza Europea delle città sostenibili (detta “Aalborg + 10”: riflessione sui dieci anni di impegno);
- 2010: Pubblicazione della norma ISO 26000 *Guida sulla responsabilità sociale*, che intende fornire una guida intesa a responsabilizzare tutti i tipi di organizzazioni sull’impatto delle loro attività sulla società e sull’ambiente.

L’Assemblea Generale delle Nazioni Unite – nel Vertice Mondiale sullo Sviluppo Sostenibile di Johannesburg del 2002 – ha proclamato il “DESS” (Decennio dell’Educazione allo Sviluppo Sostenibile) per il periodo 2005-2014, affidando all’UNESCO il compito di coordinarne e promuoverne le attività. Il Protocollo di Kyōto – strumento attuativo della Convenzione quadro

delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici del 1992 –, sottoscritto nel 1997 ed entrato in vigore nel 2005 (firmato ma non ratificato dagli Stati Uniti), impegna 175 Paesi che hanno ratificato il protocollo a ridurre, per il periodo 2008-2012 (poi esteso fino al 2020), il totale delle emissioni di gas serra almeno del 5% rispetto ai livelli del 1990 (essendo stato previsto entro la fine del XXI secolo un aumento della temperatura compreso fra 1,1 e 6,4 °C). Per raggiungere tali obiettivi occorre:

- sostituire le fonti energetiche non rinnovabili con fonti energetiche rinnovabili;
- ridurre l'uso di combustibili fossili;
- aumentare l'efficienza energetica;
- ridurre i consumi energetici;
- ridurre la deforestazione.

1.4 Risorse energetiche mondiali

Al fine di affrontare le problematiche indotte dallo *Sviluppo Sostenibile*, l'umanità deve confrontarsi con una delle sue principali responsabilità, cioè la corretta definizione del concetto di *risorsa naturale*. Una prima analisi può approssimativamente definire risorsa naturale i beni primari che sono disponibili e *sfruttabili* sul pianeta, come acqua, aria, suolo, risorse minerarie, foreste, specie animali e vegetali. Da un punto di vista generale, questa classificazione può essere certamente accettabile ma, a un'analisi più approfondita, da condursi a livello dello sviluppo energetico globale, appare che lo *sviluppo sostenibile* è fortemente correlato con i bisogni energetici dell'umanità che a questi beni fanno riferimento.

Pertanto, una definizione più appropriata pone l'accento sulla necessità di delineare i confini del rapporto tra le risorse naturali e la loro connessione allo sviluppo industriale e tecnologico dei diversi Paesi: per questa ragione, al fine di analizzare compiutamente lo *sviluppo sostenibile* dal punto di vista energetico, un'attenzione particolare deve essere posta allo studio delle risorse naturali e del loro rapporto con l'energia, dalla loro geolocalizzazione, in qualsiasi forma si possano manifestare, fino alla loro concreta *sfruttabilità* nell'industria, dalla loro captazione (estrazione/raccolta/convogliamento allo sfruttamento) e connessa infrastruttura di estrazione (più o meno rispettosa dell'ambiente in cui questa stessa infrastruttura è costruita) alla loro conversione efficiente nelle forme di energia, che l'umanità ha imparato nel corso dei secoli a utilizzare a proprio vantaggio [16, 17].

Lo sviluppo contemporaneo delle società industrializzate è stato prodotto dalla presenza costante di fonti di energia; le economie emergenti, al contrario, scontano l'effetto di processi produttivi meno efficienti, dovuti a tecnologia obsoleta, e pertanto realizzano un maggior consumo energetico.

Il consumo di energia – in ordine di sfruttamento attuale: energia fossile (carbone o idrocarburi) e biomasse, energia atomica da fissione dell'uranio, idroelettrica, eolica, geotermica e solare – è raddoppiato dal 1973 al 2004 (fonte: *International Energy Agency*). Tale consumo, seppure stagnante per l'attuale crisi nei Paesi europei, ma all'opposto sviluppato nei Paesi asiatici, pone problemi da un lato sotto l'aspetto ambientale (effetto serra, affidabilità e sicurezza delle centrali, smaltimento delle scorie radioattive), dall'altro sotto l'aspetto geopolitico per quanto riguarda la disponibilità delle risorse, la loro commercializzazione da Paesi esportatori a Paesi importatori, e i relativi costi.

Di non secondaria importanza è l'evidenza che combustibili fossili (petrolio, carbone, gas naturale) e nucleari (uranio), inquinanti e pericolosi per l'ambiente, ma a tutt'oggi ancora indispensabili, sono fonti energetiche esauribili sebbene in tempi lunghi, mentre biomasse, energia idroelettrica, eolica, geotermica, e soprattutto solare, costituiscono fonti rinnovabili e dunque non esauribili, il cui utilizzo è soggetto a valutazioni economiche e politiche. Sulle fonti rinnovabili, da considerare fonti alternative e integrative del mix energetico di un moderno Paese industrializzato, e

non sostitutive di quelle fossili tradizionali, si concentra da molte parti l'interesse, pur con i limiti connessi di disponibilità e costi.

Un uso consapevole delle fonti di energia deve dunque necessariamente affrontare la questione della disponibilità futura delle riserve finite di combustibili fossili (localizzati in prevalenza nel Medio Oriente) e dei danni ambientali da essi prodotti (emissione di gas inquinanti – ossidi di zolfo e ossidi di azoto – ed effetto serra dovuto ad emissione di CO₂, per cui è stata prevista una ecotassa dal Protocollo di Kyōto), delle conseguenze ambientali nel caso di incidenti rilevanti ad installazioni nucleari.

1.5 Sfruttamento delle risorse energetiche

La conferenza internazionale di Parigi sui cambiamenti climatici del dicembre 2015 ha visto la totalità dei Paesi presenti convergere nella determinazione di ridurre il consumo di combustibili fossili le cui emissioni sono responsabili dell'effetto serra (con l'aumento di due gradi della temperatura della terra e un incremento di oltre il 20%) [16-17].

Pure in presenza di una lenta decrescita, le fonti fossili rappresentano oggi ancora l'85% a livello mondiale, il 74,5% per l'UE e l'81,1% per l'Italia. La ragione va ricercata soprattutto nel fatto che il mercato delle materie prime ha registrato una fase ascendente e il prezzo del petrolio – aumentato negli anni dal 1973 al 1978 e ancora dal 2003 al 2008 con l'economia mondiale in espansione – negli ultimi anni è sceso notevolmente (da 110 dollari al barile a meno di 30) per effetto della crisi economica scatenata dalla crisi finanziaria dei subprime del 2008 e per l'eccesso di offerta (con la messa a punto delle tecnologie di produzione shale oil, ossia produzione di petrolio e gas naturale da scisti negli Stati Uniti, che ha fatto aumentare le riserve).

Con riferimento al 2014 (dati ricavati da *British Petroleum "BP Statistical Review Of World Energy-June 2015"*), il consumo di petrolio mondiale è il 32,57% del totale (UE 36,77%, Italia 38,01%), quello di gas naturale è il 23,71% (UE 21,61%, Italia 34,32%), quello di carbone è il 30,3 (UE 16,74%, Italia 9,07%); il nucleare è 4,44%; l'idroelettrico 6,80% (UE 5,20%, Italia 8,66%), le altre rinnovabili sono 2,45% (UE 7,47%, Italia 9,94%).

Anche per il gas naturale, come per il petrolio, le attività di ricerca di nuovi giacimenti hanno portato ad un incremento notevole delle riserve accertate (localizzate nel Medio Oriente ed in Europa ed Eurasia, particolarmente in Russia ed Asia Centrale), la cui movimentazione è avvenuta attraverso i gasdotti e solo un terzo via LNG. I maggiori Paesi esportatori via gasdotto sono stati Russia, Norvegia, Canada, Olanda e Stati Uniti e via LNG il Qatar; i maggiori paesi importatori via gasdotto sono stati la Germania, gli Stati Uniti, l'Italia ed il Regno Unito, e via LNG il Giappone e la Corea del Sud; l'Italia ha consumato l'1,7% del totale mondiale, proveniente per il 91% via gasdotto (Russia 45% circa, Olanda, Algeria, Libia, Norvegia) e il 9% circa via LNG (Qatar).

Per quanto riguarda il carbone, le riserve sono concentrate in America Settentrionale, Europa ed Eurasia ed in Asia e Pacifico, mentre la produzione ed il consumo concentrati in Asia/Pacifico ed in particolare in Cina, pur considerando che i costi sono dal 30% al 40% circa inferiori al prezzo del petrolio, sono in forte calo, per la necessità di diminuire l'inquinamento da CO₂ (prodotta durante la combustione in misura di 1,8 volte maggiore rispetto al gas naturale), da polveri e ossidi di zolfo.

Il consumo di energia da fonti rinnovabili nel 2014 è 9,80% nel mondo, 9,96% in Cina, 6,71% negli Usa, 13,21% nell'UE; nell'ambito dei maggiori paesi dell'UE, ammonta al 19,4% per la Spagna, al 18,9% per l'Italia, al 12,5% per la Germania, al 9,7% per la Francia, all'8,0% per l'Inghilterra. Caratterizzati da incrementi significativi sono alcuni Paesi in via di sviluppo, quali Sud Africa, Cile e Messico.

Il primato dell'UE nella produzione di energia da fonti rinnovabili è dovuto alla forte incentivazione negli investimenti, che però non ha sortito risultati di rilievo in quanto le emissioni

complessive di anidride carbonica sono aumentate del 20%, né si è risolto in un vantaggio tecnologico (che è visibile per aziende dell'estremo oriente e degli USA).

Dalla maggior parte degli studi risulta comunque la possibilità di produrre più dell'energia rinnovabile che oggi si consuma: soprattutto si evidenziano la grande potenzialità e superiorità dell'energia solare, e la potenzialità dell'eolico, forse la tecnologia oggi più consolidata.

Se politiche di supporto alle rinnovabili, da parte di diversi Paesi, hanno permesso di avviare un sistema energetico affidabile e compatibile con l'ambiente, alla luce dei costi attuali di installazione e prestazioni delle tecnologie rinnovabili emerge poi che queste costituiscono oggi la scelta più economica – o almeno competitiva con i costi delle tecnologie convenzionali – per l'elettrificazione di aree con elevata disponibilità di risorse rinnovabili, e presentano “curve di apprendimento” (riduzione dei costi di installazione per ogni raddoppio di capacità installata) assai significative.

Una gran parte dei nuovi investimenti in energie rinnovabili nelle economie sviluppate (Giappone, USA) è inoltre rivolta alla generazione distribuita e ha riguardato principalmente impianti fotovoltaici, sui tetti ed a terra; nei paesi in via di sviluppo il solare distribuito in piccola scala si presenta come un'alternativa disponibile e concorrenziale nei confronti dei sistemi centralizzati, connessi alla rete elettrica. Negli ultimi anni, infine, una nuova tecnologia sembra destinata a giocare un ruolo chiave: l'accumulo elettrico distribuito, la possibilità di stoccare l'energia prodotta e di utilizzarla per i propri consumi.

La crescita delle economie asiatiche e la crisi di quelle occidentali hanno causato nell'ultimo decennio un progressivo spostamento delle attività produttive e dei consumi verso oriente (Cina e India). Per quanto riguarda la composizione del paniere energetico, le fonti fossili e in particolare il carbone – nelle proiezioni degli studiosi – sono destinate a continuare a dominare i mercati energetici a causa della loro competitività economica, cara ai politici, mentre le fonti rinnovabili costituiranno, pur con un avvertibile incremento, una componente minoritaria del consumo energetico.

È necessario, per la lotta al cambiamento climatico e per uno sviluppo sostenibile pianificato e responsabile, “decarbonizzare” i vari settori energetici (elettrico, termico, dei trasporti), incrementare l'efficienza energetica, utilizzare sempre più fonti rinnovabili, elettrificare i vari settori, sviluppare e applicare nuove tecnologie per la mobilità elettrica e per gli usi termici [18].

1.6 Rinnovabili (eolico, solare, maremotrice/moto ondoso, biomasse)

È stata definita *energia rinnovabile* l'energia “che deriva da processi naturali e che non comprende il consumo di risorse esauribili, come combustibili fossili e uranio”. Fonti rinnovabili di energia in ordine di sfruttamento attuale sono: biomasse, idroelettrica, eolica, geotermica e solare [19-23].

Biomassa

La combustione di *biomassa* è la più antica forma di energia utilizzata dall'uomo nel passato, da sempre presente nei paesi più arretrati, tornata di attualità nei paesi industrializzati (e specialmente nei Paesi nordici) per una sopraggiunta coscienza ambientale.

Secondo le attuali definizioni, sono considerati combustibili rinnovabili: biomassa a crescita stagionale, scarti di lavorazione dell'industria agroalimentare e del legno, rifiuti organici o inorganici urbani, rifiuti solidi urbani o “RSU” o industriali (limitatamente al caso italiano). Biocombustibili e biogas sono utilizzati con tecnologie più avanzate sia per le esigenze del settore del riscaldamento sia per quelle della generazione elettrica.

Attualmente in Italia tale fonte (anche grazie alla sovvenzione garantita alla sottocategoria della biomassa costituita da RSU con i contributi CIP6), pure in crescita, rappresenta solo l'1,7% del fabbisogno energetico nazionale. Le biomasse sono destinate in ogni caso a restare la principale fonte rinnovabile nel prossimo futuro, soprattutto perché buona parte del continente africano e

asiatico, con particolare riferimento all'India, resteranno escluse dall'accesso a forme di energia tecnologicamente più avanzate.

Idroelettrico

L'*energia idroelettrica* è una fonte di energia rinnovabile che trasforma l'energia potenziale di una massa d'acqua in energia cinetica e quindi in energia elettrica tramite l'accoppiamento turbina idraulica-alternatore. Sfruttata con tecnologie mature nei Paesi occidentali, l'investimento in impianti alimentati da fonte idroelettrica è più marcato nei Paesi emergenti, alcuni dei quali limitati nella disponibilità di siti adeguati.

L'energia idroelettrica, che nei decenni passati rappresentava la quasi totalità dell'energia prodotta in Italia, attualmente garantisce il 15% del fabbisogno energetico italiano. Gli impianti idroelettrici garantiscono un'efficienza di 3-5 volte superiore a quella riscontrabile in impianti eolici e solari di analoga potenza. Fornisce il 16% dell'elettricità nel mondo.

Eolico

L'*energia eolica* è una delle fonti di energia già sfruttata nell'antichità. Rappresenta attualmente una valida alternativa ai combustibili fossili, in virtù della totale assenza di emissioni di gas serra e inquinanti da combustione. Per tale ragione gli studi di sostenibilità prevedono uno sviluppo futuro sostenuto e in costante crescita.

Le turbine eoliche (ad asse orizzontale o verticale) – oltre che per grandi wind farms di notevole potenza installata – rivestono un ruolo di interesse per installazioni di piccola taglia utilizzate per la generazione elettrica anche in zone isolate e montuose. La produzione di energia elettrica del singolo generatore è passata da pochi kW di potenza fino a 5-6 MW, con configurazioni di parchi eolici che raggiungono potenze di svariate centinaia di MW. In considerazione della variabilità della risorsa eolica, per tali sistemi wind-powered si richiede possibilmente la presenza associata, a livello di sistema elettrico nazionale, di un'adeguata quota di produzione convenzionale; a livello di generazione di piccola taglia e distribuita, la presenza associata di adeguati sistemi di stoccaggio.

Tuttavia, la costruzione di impianti eolici incontra difficoltà per il pur limitato impatto ambientale ad essi imputato: inquinamento acustico e alterazione del paesaggio, criticità all'ambiente faunistico selvatico e domestico, mortalità aviaria. Soluzioni alternative sono costituite da impianti *off-shore*: la collocazione di macchine più grandi e più potenti in mare, ad alcune miglia dalla costa, richiede d'altra parte costi non indifferenti per la prima realizzazione e successiva manutenzione (l'effettiva realizzazione è attualmente di pertinenza USA, Canada, Cina, nonché, in particolare, Spagna, Norvegia, Regno Unito, Danimarca, Olanda per il caso europeo).

L'energia eolica corrisponde solo all'1,5% del fabbisogno mondiale di elettricità ma, avviata e sostenuta dagli Stati Uniti, fornisce il 29% dell'elettricità prodotta in Danimarca, l'8% in Germania (dove esiste un alto grado di accettazione sociale), e il 16% in Spagna (dati del 2011) e ha una crescita stimata nel mondo del 25% annuo.

In Italia, sono stati individuati siti adatti allo sfruttamento dell'energia eolica nelle regioni di Puglia e Sardegna; impianti realizzati si trovano però anche altrove pur in presenza di risorsa più limitata (Campania, Calabria, Basilicata, etc.). La potenza eolica installata, a fine 2014, risulta pari a 8,66 GW (potenza che colloca il nostro Paese al 5° posto per la produzione dell'eolico in Europa).

Geotermico

L'*energia geotermica* è l'energia generata per mezzo di fonti geologiche di calore naturale della Terra, originati all'interno della crosta terrestre, riconducibili alla natura magmatica e fluida nelle profondità di questa.

I vapori di natura geotermica vengono sfruttati in turbina a vapore per la generazione elettrica, come anche per soluzioni di teleriscaldamento urbano, applicazioni industriali e di terziario (cogenerazione, termalismo, serre). La geotermia, d'altro canto, pone il problema dell'abbattimento

dei gas disciolti nel vapore geotermico di origine vulcanica (in particolar modo idrogeno solforato, con connessa necessità dell'abbattimento dello zolfo presente).

L'Islanda è uno dei paesi a maggiore sfruttamento di energia geotermica. In Italia la produzione di energia elettrica dalla geotermia è concentrata in Toscana, con installazioni a Pisa, Siena e Grosseto (30 centrali elettriche). I giacimenti naturali di vapore in Toscana producono ogni anno oltre 14,4 PJ di elettricità nelle centrali di Larderello (Pisa), dove si trova il primo impianto geotermico costruito, e di Radicondoli (Siena). L'energia geotermica rappresenta oggi meno dell'1% della produzione mondiale di energia.

Solare

L'*energia del sole* può essere sfruttata attraverso il ricorso a due tecnologie ben definite: il solare fotovoltaico e il solare termodinamico.

Nel primo caso una cella fotovoltaica al silicio (Photovoltaic Cell-PV) converte una quota dell'ordine del 18% dell'energia solare *direttamente in elettricità*, senza passaggi intermedi in diverse fonti energetiche, tipici delle fonti di energia tradizionali. Attualmente, il solare fotovoltaico produce solo lo 0,01% dell'elettricità mondiale, a causa degli elevati costi degli impianti.

Nel secondo caso, la radiazione solare può essere sfruttata tramite l'impiego di un *impianto solare termodinamico*: l'energia solare è accumulata sotto forma di calore e successivamente convertita, tramite accoppiamento turbina a vapore-alternatore, in energia elettrica.

L'impianto Archimede dell'ENEA, sviluppato in collaborazione con l'ENEL e inaugurato nel 2010 a Priolo Gargallo in Sicilia, è la prima applicazione industriale della tecnologia solare termodinamica con collettori parabolici lineari a sali fusi (60% di nitrato di sodio e 40% di nitrato di potassio): permette un accumulo in due grandi serbatoi di calore e una temperatura di esercizio dell'ordine dei 550 °C.

Maremotrice

L'*energia oceanica* è energia derivabile dalle masse marine, che può essere estratta con tecnologie basate sull'energia cinetica della massa fluida (dispositivi meccanici per lo sfruttamento di correnti e maree) ovvero su quella instaurata da gradiente esistente tra masse in condizioni diverse (gradiente termico o salino).

Moto ondoso

L'*energia del moto ondoso* – di recente sperimentazione – sfrutta l'energia cinetica contenuta nel moto delle onde. Il deflusso dell'acqua raccolta in un bacino superiore al livello del mare è sfruttata tramite il ricorso a turbine idrauliche con conseguente generazione di energia elettrica.

2 IL QUADRO DELLO SVILUPPO DELLE TECNOLOGIE ENERGETICHE

2.1 Nuove tecnologie - nuove progettazioni e relative efficienze migliorate

Gli operatori energetici sono sempre più orientati a soluzioni impiantistiche che fanno ricorso all'accoppiata "*gas naturale-cicli combinati gas/vapore*" per gli evidenti vantaggi energetici, economici, strategici, ecologici che esse offrono [24-28].

Fino al 1987, era evidente la marginalità delle turbine a gas: nelle grandi centrali di generazione elettrica venivano ordinati impianti con turbine a vapore al ritmo di circa 50000 MW/anno (con punte superiori a 100000 MW), mentre gli impianti con turbine a gas erano di circa 10000 MW/anno (con un paio di punte vicino ai 15000 MW).

Nel biennio 1990/1991, per la prima volta, gli ordini di turbine a gas (52430 MW) hanno superato in termini di potenzialità globale quelli delle turbine a vapore (macchine destinate al

recupero di calore dalle turbine a gas in cicli combinati e macchine di centrali alimentate da carbone, olio, gas, legna, fonti geotermiche e da reattori nucleari).

Il trend è irreversibile, per il rendimento elevato e l'utilizzo di un combustibile "pulito" quale il metano, che permette di abbattere le emissioni di CO₂ rispetto alle soluzioni convenzionali, e interessa i grandi costruttori di turbine a gas di grande taglia (General Electric, Siemens KWU, Asea Brown Boveri e Fiat/Mitsubishi/Westinghouse) e il maggiore "packager" di turbine di derivazione aeronautica (Stewart & Stevenson).

D'altra parte, considerati gli attuali costi dei combustibili, è evidente che i cicli combinati alimentati da gas naturale rappresentano la modalità più economica per generare energia rispettando le normative ecologiche e di sicurezza oggi in vigore nei Paesi più avanzati: alla convenienza e al consenso pubblico fanno ostacolo unicamente fattori economici (costo del gas naturale) ed eventuali difficoltà di approvvigionamenti nel medio/lungo termine (a cui è possibile ovviare trasformando un ciclo combinato, inizialmente operante a gas naturale, in un impianto di gassificazione del carbone integrato con ciclo di potenza combinato).

Al fine di fronteggiare i futuri scenari energetici particolarmente impegnativi in relazione alla scarsità di approvvigionamento energetico e ai consumi incrementati, i governi mondiali devono prendere in seria considerazione la necessità di definire programmi energetici nazionali, sia su scala locale che su scala globale. Per tale ragione, l'attenzione deve essere concentrata su rinnovabili già in fase di sfruttamento (eolico, solare, moto ondoso, maremotrice, biomassa) e su specifiche energie rinnovabili per le quali la prospettiva di un futuro sviluppo offra ancora margini di incremento, ma anche su tecnologie che possano garantire un migliore e più efficiente sfruttamento delle risorse energetiche primarie, siano esse rinnovabili o non rinnovabili.

La *chance* di vincere effettivamente la sfida del *progresso sostenibile* è fortemente correlata a due pietre miliari nello sviluppo di nuove tecnologie energetiche che possono essere così descritte:

- 1) implementare nuove tipologie di progettazione e concetti innovativi che stiano alla base dei dispositivi di conversione energetica (al fine di sfruttare la risorsa energetica primaria in modo migliore o con rendimento aumentato);
- 2) sviluppare tradizionali dispositivi di conversione energetica il cui rendimento sia ormai soggetto a un costante incremento per progressivo miglioramento di una tecnologia matura nel corso degli anni (al fine di ridurre la percentuale di energia persa durante il processo di conversione).

Con particolare riferimento ai cicli combinati gas-vapore, nuove tecnologie sono in grado di raggiungere entrambi gli obiettivi. Il passaggio da cicli a vapore puri a cicli combinati risale al 1989, con un incremento negli ordini di acquisto di turbine a gas commissionate per il repowering di impianti termoelettrici di grandi dimensioni. In tal caso specifico, lo sviluppo di nuove tecnologie ha condotto ai seguenti vantaggi:

- a) rendimenti globali superiori al 50% e su base previsionale fino al 55% negli anni successivi (obiettivo previsionale di fatto realizzato alla data corrente);
- b) combustibile costituito da gas naturale capace di abbattere le emissioni di NO_x e SO_x ai livelli più bassi, repowering migliorativo per vecchi cicli vapore a bassa efficienza, riduzione dei costi per la generazione elettrica, e ancora incremento della temperatura massima del ciclo (incremento fino a 15 °C/anno), incremento del rapporto di compressione, tecniche di raffreddamento delle pale per il sostentamento delle temperature incrementate, nuovi materiali ceramici per le pale medesime.

2.2 Nuove fonti energetiche primarie (LNG)

L'abbondanza delle riserve e la versatilità di utilizzazione fanno del gas naturale una fonte energetica di primaria importanza, destinata a sostituire il carbone.

L'interesse per il gas naturale, usato in impianti a ciclo combinato, è originato da preoccupazioni ambientali e dalla necessità di contrastare la minaccia di un cambiamento climatico attraverso la riduzione delle emissioni di biossido di carbonio e di altri gas serra.

L'espansione del mercato del gas (soprattutto verso Paesi quali la Cina, l'India, il Giappone) dovrà necessariamente accompagnarsi a un deciso cambiamento delle modalità di trasporto: da approvvigionamenti via terra, attraverso gasdotti anche con imponenti tracciati sottomarini, si passerà al predominio di un traffico via mare, su grandi distanze, per il quale sarà necessario ricorrere largamente ai processi di liquefazione del gas.

Una delle principali risorse energetiche, di particolare rilevanza, che possa essere considerata una risorsa competitiva in relazione ai combustibili fossili tradizionali e alle comuni energie rinnovabili, è costituita dall'LNG (Liquefied Natural Gas - it. GNL, Gas Naturale Liquido). Il gas liquido è fondamentalmente composto da gas naturale portato alla sua temperatura di condensazione ($-162\text{ }^{\circ}\text{C}$), senza alcuna compressione che accompagni il processo di liquefazione, con una riduzione di volume specifico pari a 1/610 rispetto alle condizioni standard dello stato aeriforme. Il combustibile nel suo stato liquido viene immagazzinato presso il sito di produzione, o un sito di immagazzinamento limitrofo, a una pressione prossima a quella atmosferica; viene quindi trasportato dal sito di produzione al sito di distribuzione in forma liquida via mare mediante l'impiego di navi metaniere specifiche per LNG e, successivamente, viene fatto rievaporare alla forma gassosa attraverso un processo di rigassificazione (con rigassificatore usualmente posizionato all'inizio di una linea di metanodotto nazionale), o ancora distribuito in forma liquida dal sito di produzione a quello di distribuzione mediante camion cisterna o piccole navi cisterna di cabotaggio [28-32].

Anche se caratteristiche, tecnologie, modalità di trasporto, fattori economici e vantaggi energetici dell'impiego dell'LNG saranno approfonditamente discussi in sezioni successive del presente lavoro, è importante qui sottolineare alcune proprietà del gas liquido che fanno dell'LNG uno dei candidati combustibili fossili più promettenti per affrontare la sfida energetica del futuro.

Attraverso il processo di liquefazione, l'LNG può raggiungere un livello di purezza di gran lunga superiore a quello del gas naturale standard: essendo i suoi componenti principali costituiti fondamentalmente da metano – e in percentuali ridotte etano, propano butano –, le più comuni impurezze (quali mercurio, idrogeno, zolfo e metalli pesanti), che rappresentano un contaminante, sono eliminate durante il processo di liquefazione. In particolare, la quantità di zolfo contenuta, prossima allo zero, rende tale combustibile una valida alternativa a oli combustibili medi e pesanti, e al diesel, comunemente impiegati per processi energetici e trasporti, le cui emissioni in termini di SO_x sono il principale fattore responsabile dell'inquinamento atmosferico da piogge acide, e per questa ragione sono sottoposte a costante normativa di regolamentazione e limitazione a livello internazionale.

Le riserve di petrolio e gas naturale sono soggette a costante sfruttamento, e a nuove individuazioni di giacimenti in tutto il mondo, grazie a miglioramenti nella tecnologia esplorativa dei giacimenti di idrocarburi. Pertanto, la comune previsione che le riserve di petrolio siano destinate all'esaurimento nel giro di pochi decenni deve essere rivista, e i combustibili fossili possono essere ancora considerati una componente dominante del mix energetico di un paese industrializzato.

Con specifico riferimento alle modalità di trasporto dai Paesi produttori di gas ai Paesi consumatori, deve essere notato che i limiti geografici e le instabilità politiche costituiscono, e sempre costituiranno, un fattore chiave: ne segue che la costruzione di nuovi metanodotti internazionali può andare incontro alla necessità di superamento di difficoltà politiche e può risultare antieconomica dal punto di vista del costo dell'investimento. La possibilità di trasferire gas naturale nella sua forma liquida via mare senza limiti geografici, così come si è fatto per decenni attraverso navi petroliere, è una strada alternativa promettente per il trasporto intercontinentale di tale forma di combustibile fossile.

Con specifico riferimento al prezzo dell'LNG, gli analisti convergono nella tesi che, a parità di contenuto energetico, il prezzo dell'LNG è di gran lunga inferiore a quello di prodotti petroliferi da raffinazione per uso analogo (ad uso combustibili), e ancor di più a quello previsto per prodotti petroliferi ulteriormente raffinati e specificamente progettati per essere adeguati ai futuri requisiti di emissione imposti dai limiti internazionali.

In ultima analisi, ma per questo non di minore importanza, l'LNG è uno dei candidati più promettenti per essere in linea con i requisiti stabiliti nel protocollo di Kyōto, al fine di ridurre su base globale le emissioni di CO₂, responsabile dell'effetto serra. Da un punto di vista combustionistico, soltanto l'idrogeno può azzerare le emissioni di CO₂, ma la sua tecnologia di impiego su larga scala è ancora lontana dall'aver raggiunto un'operatività piena e corrente. Nella combustione di un combustibile fossile, la più bassa produzione molare di gas serra CO₂ è raggiunta per alti rapporti idrogeno/carbonio nella composizione della catena idrocarburica della molecola del combustibile. In virtù della sua composizione, molto vicina al 100% di metano, l'LNG è paragonabile a metano puro in termini di combustione stechiometrica, e quindi è capace di garantire livelli emissivi di CO₂ paragonabili a quelli del metano.

La tecnologia LNG è attualmente oggetto di studio approfondito e la *supply chain* è prevista in forte sviluppo a tasso costante, valutabile nel 15-20% del commercio mondiale di gas entro il 2020. Alla data del 2004, alla tecnologia GTL (gas-to-liquid), attraverso la liquefazione e rigassificazione del gas naturale, è riconducibile più del 25% del trasporto di gas mondiale, con gli impianti di liquefazione primariamente localizzati in Estremo Oriente, Canada, e USA. Nel 2003, l'LNG rappresentava il 27% di tutto il gas importato a livello globale.

I principali Paesi esportatori risultano essere: Indonesia (23%), Algeria (16,6%), Malaysia (13,8%), Qatar, Trinidad, Tobago, Nigeria, Australia, Brunei, Oman, UAE, USA, Libia. I principali Paesi importatori risultano essere: Giappone (47% della quota di mercato), Corea del Sud (15,5%), Spagna (8,9%), USA (8,5%), Francia, Taiwan, Italia, Turchia, Belgio, Portogallo, Grecia, Repubblica Dominicana e Porto Rico.

Una nuova tecnologia, attualmente in sviluppo in USA e Canada, fortemente dipendente dalla sfruttabilità dei giacimenti di idrati di metano – e dalla reale accessibilità di essi nelle zone polari e nella tundra (attualmente interessate dallo scioglimento dei ghiacci e dal decongelamento del terreno a causa del surriscaldamento globale) – è usualmente definita come tecnologia Gas-To-Solid e si potrà rivelare una valida tecnologia di trasporto del gas per il futuro.

L'Italia è un Paese consumatore, e attualmente ha tre rigassificatori in funzione (Rigassificatore di Panigaglia, Terminale GNL Adriatico e OLT Offshore LNG Toscana) e altri progetti in corso di valutazione.

Sono in fase di costruzione o di progetto diversi impianti per la produzione di LNG, che rivestono una notevole importanza:

- impianto LNG YAMAL in seguito ad accordo tra Russia e Cina per produrre LNG destinato prevalentemente alla Cina;
- impianti LNG in USA (Texas e Louisiana) entrati in funzione a partire dal 2016 per tutto il decennio 2016-25;
- ipotesi di un impianto LNG ENI in Egitto nel campo metanifero di Zohr scoperto dall'ENI nel 2015;
- ipotesi su nuovi progetti relativi al gas naturale in Iran, del quale possiede le maggiori riserve a livello mondiale (pari al 18,2% del totale), sia attraverso gasdotti che via LNG.

Con riferimento all'aspetto tecnico economico, la catena dell'LNG è costituita da una ben specifica sequenza di step definiti: 1) estrazione dal giacimento metanifero nell'entroterra del paese esportatore e trasporto del gas a livello costiero; 2) trattamento del gas per portarlo alle condizioni richieste dal processo di liquefazione; 3) processo di liquefazione; 4) immagazzinamento dell'LNG a livello costiero; 5) carico dell'LNG sulle navi metaniere e trasporto dello stesso via mare; 6)

scarico delle navi metaniere e immagazzinamento dell'LNG sulla costa del paese importatore; 7) rigassificazione e distribuzione del gas con immissione alle linee di distribuzione dei metanodotti interni.

L'impianto di liquefazione e di rigassificazione può essere offshore o onshore, realizzato quest'ultimo presso strutture portuali, onde poter usufruire del supporto tecnico e logistico.

Per la sopracitata catena dell'LNG, gli impianti costituenti il processo di liquefazione sono responsabili per il 42% dei costi di investimento stimati, le metaniere per il trasporto dell'LNG sono responsabili per il 30% dei costi stimati, mentre gli impianti necessari al processo di rigassificazione occupano il 15% della quota dei costi di investimento.

3 IL RISCHIO DEI CAMBIAMENTI CLIMATICI

3.1 Clima ed ecosistemi. L'eredità del Covid-19

A conclusione dell'analisi condotta, si riassumono e aggiornano di seguito i punti principali affrontati, prendendo in considerazione anche l'emergenza sanitaria tuttora in atto che, da una parte, ha confermato le urgenze evidenziate, dall'altra ha sconvolto previsioni e prospettive.

Temperature complessivamente sopra la media, senza precedenti, estati roventi, incendi, piogge record e inconsueti nubifragi, tempeste di vento e grandine, alluvioni e trombe marine denotano l'insorgenza di eventi estremi che, messi in sequenza, confermano i paventati e non sempre riconosciuti cambiamenti climatici.

Alla cosiddetta *Piccola era glaciale* riguardante soprattutto l'Europa e l'America del Nord – tra il XIV e il XIX secolo – con medie di temperature molto basse rispetto al medioevo, e, sul piano geofisico, avanzata dei ghiacciai, gelate di fiumi e torrenti nonché di acque costiere, è conseguito, da metà Ottocento, un riscaldamento “naturale” del clima che l'aumento dell'effetto serra accentua con conseguenze devastanti [34-35].

La radiazione solare, imprigionata dall'atmosfera, regola la temperatura del pianeta terra, rendendo possibile la vita (“effetto serra”, col passaggio della temperatura da -18°C a $+14-15^{\circ}\text{C}$): tale fenomeno “naturale” aumenta per la concentrazione eccessiva di “gas serra” dovuti ad attività antropiche (soprattutto anidride carbonica, CO_2 , prodotta da combustibili fossili; metano, CH_4 , e ossido di azoto, N_2O , prodotti dal settore agricolo; vapore acqueo, H_2O , generato dalla maggiore evaporazione d'acque per lo scioglimento dei ghiacciai; clorofluorocarburi, regolati dal Protocollo di Montreal del 1987 perché responsabili dell'assottigliamento dello strato di ozono, O_3).

Viene così alterato l'equilibrio termico del pianeta, determinando il cosiddetto “riscaldamento globale” (dall'ingl. *global warming*).

Si è calcolato che i combustibili fossili (utilizzati per produrre energia, per trasporti e riscaldamento) rilascino 34 miliardi di tonnellate di CO_2 all'anno, incrementando, nel periodo 1880-2012, il “riscaldamento globale” di $0,85^{\circ}\text{C}$, con il record italiano nel 2014 di $+1,45^{\circ}\text{C}$ rispetto al trentennio 1971-2000 [36]. D'altra parte, la deforestazione (specialmente l'abbattimento delle foreste tropicali) avrebbe contribuito, dagli anni Novanta del secolo scorso, a un aumento di CO_2 pari circa al 15-25%.

Per preservare la biosfera e la continuazione della civiltà moderna si rende necessaria, come evidenziano tutti i climatologi, la transizione energetica, con il ricorso a fonti rinnovabili [37]. All'insensibilità dei governi e alle lentezze delle burocrazie si oppongono le denunce degli ambientalisti (e le manifestazioni e le proteste dei giovani ambientalisti che lottano per il loro presente e per il loro futuro: *Fridays For Future*).

Il rapporto *Analisi del rischio cambiamenti climatici in Italia* del CMCC di Lecce (Centro euro-mediterraneo sui cambiamenti climatici), che ha coinvolto trenta ricercatori, fornisce una fotografia aggiornata dell'impatto del riscaldamento globale su economia e società italiana.

Il clima – se non supportato da prevenzione e investimenti in sintonia con il *Green Deal* – potrà riscaldarsi entro metà secolo da due a cinque gradi, con ricadute su turismo, agricoltura e infrastrutture: si avranno maggiori siccità estive e meno neve invernale (con mancanza di effetto *albedo* o riflessione della neve), minore produzione agricola, più frequenti incendi boschivi e ondate di calore nelle zone urbane, eventi meteorologici estremi (già fortemente avvertibili), scioglimento dei ghiacciai nelle montagne, in Groenlandia e nelle calotte polari e aumento del livello dei mari con rischio di inabitabilità nelle zone costiere, riduzione della biosfera, delle popolazioni selvatiche di mammiferi, uccelli, anfibi, rettili e pesci; si avranno maggiori costi economici calcolati fino all'8% del prodotto interno lordo pro capite.

L'11 dicembre 2020 i leader del Consiglio Europeo, riuniti a Bruxelles dal giorno precedente, hanno raggiunto l'intesa sul taglio delle emissioni climalteranti: le emissioni dovranno essere tagliate entro il 2030 di almeno il 55% rispetto a quelle del 1990 (se nel 1990 l'Europa emetteva 4,9 miliardi di tonnellate di CO₂, nel 2019, grazie agli sforzi di decarbonizzazione effettuati con il Protocollo di Kyōto, 3,7 miliardi di tonnellate, nel 2030 si dovranno produrre 2,2 miliardi di tonnellate di emissioni, con una riduzione di 1,5 miliardi di tonnellate in dieci anni) [38]⁴.

Per quanto riguarda l'emergenza Covid-19, studi recenti hanno evidenziato una correlazione tra la pandemia di coronavirus e le alterazioni ambientali dovute sia al particolato atmosferico (PM) che al biossido di azoto (NO₂), rilasciato particolarmente dal diesel (in alta concentrazione, per esempio, nelle strade di Milano, oltre il massimo consentito dalla Direttiva europea sulla qualità dell'aria, di 40 microgrammi per metro cubo).

Dagli anni Settanta, in Italia, anziché puntare sulla riconversione ecologica, si sono perseguiti programmi ad alto impatto ambientale e paesaggistico, con lo sfruttamento indiscriminato del territorio e la devastazione del tessuto urbano, si è rilanciata la “città diffusa” e denunciata, fino ad oggi, una carenza di infrastrutture che blocca il paese, anziché proporre la manutenzione. La politica delle Grandi Opere (Legge Obiettivo 2001) ha avviato un programma straordinario di lavori, finanziati con risorse pubbliche a servizio di interessi particolari (“partito del cemento”), lavori rimasti incompiuti o per mancanza di fattibilità tecnica o per criticità varie, che comunque hanno peggiorato il degrado ambientale e il consumo del suolo nonché la qualità dell'aria.

La Sanità – trovata impreparata per i tagli imposti dall'economia, la riduzione dei posti letto, dei presidi e del personale, delle erogazioni pubbliche a favore del privato – è stata scompaginata dall'emergenza sanitaria, prevista peraltro in anticipo dai modelli matematici e diffusa e accelerata a livello mondiale dalla globalizzazione.

Si rende necessaria un'urgente svolta ecologica (e tecnologica) per la riqualificazione ambientale che dovrà tener conto dei vari contesti, dovrà promuovere un'economia compatibile con la vita della natura e capace di coniugare le scienze sociali con quelle naturali, il lavoro con l'ambiente, l'economia con la salute. Dovrà riservare una particolare attenzione ai valori dei luoghi: arresto delle frane, governo dei fiumi, manutenzione delle foreste, riguardo per le periferie degradate e per i borghi “storici” spopolati da rendere nuovamente abitabili.

L'economia ha oggi tutti gli attributi della religione, tipo le chiese-banche e le cattedrali-imprese. *Come reincantare il mondo* è l'ultimo libro di Serge Latouche, economista e filosofo francese, sostenitore della “decrescita felice” e del localismo [39].

La pandemia di Covid-19, per lui, è l'ennesimo sintomo del collasso a cui va incontro il pianeta.

Per la prima volta, però, la salute è stata considerata più importante dell'economia, il produttivismo ha dimostrato la sua fragilità e si è rinunciato ai diritti acquisiti per salvare la vita. Si

⁴ “Siccome la parte più facile del lavoro – scrive Mercalli – è già stata fatta nei trent'anni precedenti, chiudendo molte centrali a carbone e spostando in Cina e altri Paesi meno verdi le lavorazioni industriali più energivore e inquinanti come la siderurgia, ora resta da fare la parte più difficile, cioè un efficientamento spinto degli edifici, una straordinaria diffusione delle fonti di elettricità solare ed eolica, un massiccio passaggio alla mobilità elettrica, un taglio drastico ai sussidi all'energia fossile (in Italia nel 2018 sono stati di quasi 20 miliardi di euro), e un'economia circolare che senza ipocrisie dovrebbe tradursi in una riduzione dei consumi. È un'impresa da far tremare i polsi che va perseguita da tutti, subito, senza tentennamenti e ambiguità”.

è rivisto dopo tanto tempo il cielo azzurro, senza smog, sopra Pechino e sopra Milano, e in tanti hanno preso coscienza di una realtà negata e hanno capito che si può vivere meglio rinunciando al produttivismo, al consumo illimitato, mentre, d'altra parte, si è dato spazio a manifestazioni di solidarietà e di eroico altruismo.

Il trionfo della vita virtuale sul reale a cui si è assistito (lo smart working di massa) è, per Latouche, “terrificante”: bisognerà contare i danni sui bambini davanti al computer.

Presto, però, le forze economiche – conscie dei danni a livello commerciale, turistico ed occupazionale – hanno pressato per la riapertura (con tutti i conseguenti prevedibili rischi, che purtroppo si sono avverati) e il ritorno alla crescita, che comunque non potrà più essere quella di prima.

Ma l'emergenza ha fatto comprendere che la modernità (il totem del Pil, religione europea) spinge verso la catastrofe, l'Apocalisse finale. La salvezza consisterà nel “reincantare” il mondo con la saggezza, con “una gestione democratica del senso”, con un new deal ecologico e protezionista [40].

Conversando con Carlo Petrini, fondatore di Slow Food [41], papa Francesco guarda alle periferie “dove si gioca il futuro” e parla di un'umanità tante volte calpestata da questo virus e da tanti virus che abbiamo fatto crescere. “Questi virus ingiusti: un'economia di mercato selvaggia, un'ingiustizia sociale violenta, dove le persone muoiono come animali e vivono, anche, tante volte come animali. Dove lo sfruttamento del lavoro è all'ordine del giorno, dove i popoli perdono la propria identità nelle mani dei populismi selvaggi che vogliono salvarli con le loro idee, le loro dottrine, con l'indottrinamento”.

Temi cari al papa che, già in precedenza, nel suo terzo anno di pontificato, ha scritto l'enciclica *Laudato si'*, dove la preoccupazione per la natura, casa comune, si combina con l'esigenza fortemente avvertita di “fraternità e amicizia sociale” (sviluppata nell'enciclica *Fratelli tutti*).

Di recente, inoltre, Salvatore Settis ha messo in luce con efficacia lo stringente rapporto che esiste tra *beni culturali*, paesaggio e ambiente [42]. “La pandemia contamina i corpi ma anche le anime. Gli individui ma anche le comunità. Ciò che le tiene in vita come il sangue e l'aria: la memoria culturale, la creatività, i paesaggi, il patrimonio artistico, le arti figurative, la danza, la musica, il teatro, l'opera, il pensiero filosofico e matematico, la ricerca scientifica, la letteratura, la storia”. Ci si preoccupa del calo di produttività, della disoccupazione, dello spread che sale, non della cultura, dell'ambiente, del paesaggio, del patrimonio artistico e archeologico trascurati (che la Costituzione – art. 9 – promuove e tutela).

E conclude osservando: “Una riflessione sul nesso fra queste tematiche e i nostri orizzonti culturali s'impone, se vogliamo parlare di *ripresa* non come esercizio retorico, ma come progetto concreto... La prima Grande Opera di cui l'Italia ha bisogno è la messa in sicurezza del territorio, il più fragile d'Europa... Dobbiamo rilanciare, Costituzione alla mano, la centralità della difesa dell'ambiente, del paesaggio e dei beni culturali, mettendo a fuoco la loro funzione per la vita civile, per l'economia, per la salute della comunità”.

BIBLIOGRAFIA

- [1] J. B. BURY, *Storia dell'idea di progresso*, pref. di P. Rossi, Feltrinelli, Milano 1964.
- [2] G. RIST, *Lo sviluppo. Storia di una credenza occidentale*, Bollati Boringhieri, Torino 1997.
- [3] P. P. PASOLINI, *Scritti corsari*, Garzanti, Milano 1975.
- [4] A. LANZA, *Lo sviluppo sostenibile*, a cura di T. Armati, 9 novembre 2006.
- [5] D. H. MEADOWS, D. L. MEADOWS, J. RANDERS, WILLIAM W. BEHRENS III, *The Limits to Growth*, Universe Books, New York 1972, traduzione italiana: *I limiti dello sviluppo*, Mondadori, Milano 1972.
- [6] A. SALTINI, *Terra, acqua, energia in un rapporto sullo stato del Pianeta*, in "Genio Rurale", XLIX, 4 (1986).
- [7] E. TIEZZI, N. MARCHETTINI, *Che cos'è lo sviluppo sostenibile?*, Donzelli Editore, Roma 1999.
- [8] A. MAFFIOTTI, L. ANTONELLI, S. BOERIS FRUSCA, *Sostenibilità ambientale dello sviluppo*, Arpa Piemonte 2002.
- [9] L. DAVICO, *Sviluppo sostenibile. Le dimensioni sociali*, Carocci editore, Roma 2004.
- [10] G. VINCI, D. RESTUCCIA, F. PIRRO, *Innovazione e Competitività, Biotecnologie e sviluppo sostenibile*, Società Editrice Universo, Roma 2010.
- [11] B. STIFTUNG (a cura di), *Winning Strategies for a Sustainable Future. Reinhard Mohn Prize 2013*, Verlag Bertelsmann Stiftung, Gütersloh 2013.
- [12] U. FRANKLIN, *The Real World of Technology*, House of Anansi Press. June 1, 1999.
- [13] S. G. BRUSH, *The History of Modern Science: A Guide to the Second Scientific Revolution 1800-1950*, Iowa State University Press, Ames 1988.
- [14] CH. SINGER, E. J. HOLMYARD, A. R. HALL, T. I. WILLIAMS (a cura di), *Storia della tecnologia*, (titolo originale: *A history of technology*), 7 voll., Bollati Boringhieri, Torino 2012.
- [15] S. LATOUCHE, *Breve trattato sulla decrescita serena*, trad. di Fabrizio Grillenzoni, Bollati Boringhieri, Torino 2008 (ed. originale: *Petit traité de la décroissance sereine*, 2007).
- [16] M. SILVESTRI, *Il futuro dell'energia*, Bollati Boringhieri, Torino 1988.
- [17] P. ANGELA, *La sfida del secolo. Energia. 200 domande sul futuro dei nostri figli*, Mondadori, Milano 2006.
- [18] B. BILLI, S. LIGASACCHI, *Panorama energetico internazionale e sua evoluzione*, Associazione Energia Ecologia Economia, 31 gennaio 2016, pp. 1-43.
- [19] M. KALTSCHMITT, W. STREICHER, A. WIESE, *Renewable energy. Technology, economics and environment*, Springer, Berlin/Heidelberg 2007.
- [20] V. QUASCHNING, *Renewable Energy and Climate Change*, John Wiley & Sons, Chichester 2010.
- [21] N. ARMAROLI, V. BALZANI, *Energia per l'Astronave Terra*, Zanichelli editore, Bologna 2011.
- [22] H. LUND, *Renewable Energy Systems: A Smart Energy Systems Approach to the Choice and Modeling of 100 % Renewable Solutions*, Academic Press 2014.
- [23] V. QUASCHNING, *Understanding Renewable Energy Systems*, Earthscan, , 2nd edition, London 2016.
- [24] E. MACCHI, P. CHIESA, S. CONSONNI, G. LOZZA, *Cicli misti gas-vapore per la generazione di energia elettrica di base: stato dell'arte e prospettive*, 4^o Convegno ATIG, Napoli 25-26-27 novembre 1992, Sessione 6 / Relazione 1, pp. 1-22.
- [25] C. A. ODUMUGBO, *Natural gas utilisation in Nigeria: challenges and opportunities*, in "Journal of Natural Gas Science and Engineering", 2 (2010), pp. 310-316.
- [26] M. NIKOLAOU, *Monetizing Natural Gas: GTW, GTL, LNG, and CNG*, 2nd Mare Forum, Cyprus 2013.

- [27] N. ANOSIKE, A. EL-SULEIMAN, P. PILIDIS, *Associated Gas Utilization Using Gas Turbine Engine, Performance Implication - Nigerian Case Study*, in “Energy and Power Engineering”, 8 (2016), pp. 137-145.
- [28] E. OJIAGWO, C. F. ODUOZA, N. EMEKWURU, *Economics of gas to wire technology applied in gas flare management*, in “Engineering Science and Technology, an International Journal”, 19 (2016), pp. 2109-2118.
- [29] C. ALIMENTI, *Trasporto di gas naturale via mare*, in *Enciclopedia degli idrocarburi*, vol. 1 esplorazione, produzione e trasporto, Istituto della Enciclopedia Italiana, 2005, pp. 855-878.
- [30] Liquefied Natural Gas, *Reliable innovation for the entire LNG value chain*, GE Oil & Gas.
- [31] *Liquefied Natural Gas: Understanding the basic facts*, U.S. Department of Energy - Office of Fossil Energy, August 2005.
- [32] *The LNG industry*, International Group of Liquefied Natural Gas Importers, 2008.
- [33] P. W. PARFOMAK, A. VANN, *Liquefied Natural Gas (LNG) Import Terminals: Siting, Safety, and Regulation*, CRS Report for Congress, Congressional Research Service, 14 December 2009.
- [34] E. LEROY LADURIE, *Les fluctuations du climat de l'an mil à aujourd'hui*, Fayard, Parigi 2011 (I ed. 1971).
- [35] D. CAMUFFO, *Clima e uomo*, Garzanti, Milano 1990.
- [36] 5° rapporto del Gruppo intergovernativo sul cambiamento climatico (2013).
- [37] N. ARMAROLI, *Emergenza energia*, Edizioni Dedalo, Bari 2020.
- [38] L. MERCALLI, *L'ottimismo Ue non basta; sul clima è in ritardo*, ne “Il fatto quotidiano”, 12 dicembre 2020.
- [39] S. LATOUCHE, *Come reincantare il mondo*, Bollati Boringhieri, Torino 2020.
- [40] Intervista di Serge Latouche a Fabrizio Esposito su “Il fatto quotidiano”, 3 giugno 2020.
- [41] C. PETRINI, *Dialoghi con Francesco*, Giunti, Firenze 2020.
- [42] Intervento di Salvatore Settis all'evento *ArtEclima: tra emergenze e difesa dei nostri Beni Culturali*, organizzato in Senato il 21 settembre 2020.

ENERGIE RINNOVABILI E MERCATO LIBERO DELL'ENERGIA

1 STATO DELL'ARTE DEL MERCATO LIBERO DELL'ENERGIA

1.1 Gestore dei Servizi Energetici

Il Gestore dei servizi energetici (GSE) è costituito dall'ex GRTN (Gestore Rete di Trasmissione Nazionale). Le attività del GRTN sono state affidate a Terna s.p.a. il 1° novembre 2005, con istituzione del GSE, e tale nuovo soggetto si occupa della promozione e dell'incentivazione della generazione di potenza elettrica da fonti rinnovabili ed assimilate, efficienza energetica, nonché diffusione al pubblico della cultura di un uso razionale dell'energia.

L'attività del GSE è volta a:

- ritiro/collocamento sul mercato dell'energia prodotta da Impianti da Fonti Rinnovabili (IAFR) e assimilate;
- gestione/erogazione di incentivi alla produzione da impianti IAFR;
- emissione dei Certificati Verdi (CV) e verifica dell'adempimento degli obblighi ad essi connessi;
- emissione della qualifica IAFR (certificato riservato a Impianti Alimentati da Fonti Rinnovabili);
- emissione del certificato GO (Garanzia di Origine) dell'energia elettrica generata dai predetti impianti;
- certificazione della trasformazione degli impianti di generazione elettrica in impianti di cogenerazione (CHP - Combined Heat and Power);
- incentivazione per l'incremento dell'efficienza energetica e per la produzione di energia termica da fonti rinnovabili;
- monitoraggio dello sviluppo delle energie rinnovabili in accordo con gli obiettivi comunitari del 2020;
- gestione e certificazione risparmi di progetti di efficienza energetica;
- informazione/formazione agli operatori e ai cittadini per il sostegno alle rinnovabili;
- gestione e certificazione di biocarburanti sostenibili;
- esercizio del servizio di previsione, programmazione e commercializzazione dell'energia elettrica;
- supporto nella realizzazione di politiche energetiche (studi e consulenza tecnica);
- stoccaggio virtuale del gas nonché aste per l'assegnazione di prestazioni/servizi di stoccaggio.

1.2 Gestore dei Mercati Energetici

Il Gestore dei Mercati Energetici (GME), ex Gestore del Mercato Elettrico, è la società deputata a organizzare e a gestire il mercato elettrico, nonché assicurare la disponibilità di riserva di potenza per il sistema elettrico.

1.3 La Borsa Elettrica

La Borsa Elettrica è un attore chiave nel mercato libero dell'energia istituito con decreto legislativo n. 79/99 [1] (attuazione della Direttiva Europea n. 96/92/CE - regolamentazione del mercato elettrico). È diventata pienamente operativa a partire dal 2004 ed è ora gestita dal GME (Gestore dei Mercati Energetici, ex Gestore del Mercato Elettrico). È la piattaforma su cui avviene l'incontro della domanda e dell'offerta su base giornaliera per il giorno successivo, e la formazione del prezzo si realizza attraverso il meccanismo del sistema del prezzo marginale (a tutti i produttori viene riconosciuto il prezzo dell'offerta più elevata tra quelle accettate per coprire la domanda).

1.4 L'acquirente Unico

L'Acquirente Unico è un soggetto del mercato libero dell'energia istituito con decreto legislativo n. 79/99 [1] il cui compito è costituito dall'approvvigionamento e dalla fornitura di energia elettrica per i clienti del "mercato di salvaguardia" e del "mercato di maggior tutela", cioè per i clienti non operativi sul libero mercato (utenti domestici e piccole imprese): acquisto di energia elettrica alle condizioni più favorevoli sul mercato e cessione a imprese di vendita al dettaglio, a prezzi stabiliti dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG).

2 STATO DELL'ARTE NELL'EVOLUZIONE DEGLI INCENTIVI ALLE ENERGIE RINNOVABILI

2.1 Fonti rinnovabili

L'incentivazione delle fonti rinnovabili, riconducibile al D.Lgs. 79/99 [1], ha introdotto l'obbligo per i produttori e gli importatori di energia elettrica prodotta da fonti non rinnovabili di immettere in rete, a partire dal 2002, una quota minima di energia elettrica prodotta da impianti alimentati a fonti rinnovabili (IAFR) da incrementarsi su base annua.

Successivamente il D.Lgs. n. 387/03 [2] ha implementato la politica di incentivo alle rinnovabili come stabilito da direttiva 2001/77/CE [3].

2.2 Evoluzione dei Certificati Verdi

Come primo passaggio l'incentivazione alle rinnovabili è stata promossa attraverso il meccanismo dei Certificati Verdi (CV).

I certificati verdi potevano essere usati e scambiati dai produttori per adempiere all'obbligo statuito dal D.Lgs. 79/99 [1], il cui soddisfacimento doveva avvenire immettendo in rete energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili oppure acquistando da altri produttori certificati verdi, comprovanti la produzione dell'equivalente quota, in aggiunta alla remunerazione ricevuta dall'energia elettrica attraverso la vendita (borsa elettrica, contratti bilaterali sul libero mercato, scambio sul posto, ritiro dedicato).

I certificati verdi avevano originariamente una durata di otto anni. Il D.Lgs. 152/2006 [4] ha elevato il periodo suddetto a dodici anni, e ancora dopo il 31/12/2007 il periodo di incentivazione sale a quindici anni, con il numero dei certificati verdi riconosciuti all'energia prodotta che viene differenziato in base alla fonte rinnovabile e al livello di potenza (scambio sul posto garantito solo a impianti con $P_n \leq 200$ kW, ex L. 222/2007 [5]. Il D.Lgs. 28/2011 [6] ha determinato la graduale sostituzione dei certificati verdi con tariffe onnicomprensive e il D.L. 05/07/12 [7] ha definito in modo più accurato la nuova politica di incentivazione alternativa al precedente meccanismo, modificando tale politica per gli anni futuri.

2.3 La qualifica degli impianti a fonti rinnovabili

Al fine di ottenere i certificati verdi nonché il riconoscimento di incentivazione all'energia rinnovabile su base generale, un impianto alimentato a energia rinnovabile deve essere preventivamente qualificato come "rinnovabile". Il D.M. 24/10/2005 [8] ha stabilito date e condizioni caratteristiche per tale qualifica; il D.M. 21/12/2007 [9], aggiornato dal D.M. 18/12/2008 [10], ha stabilito procedure dettagliate per la soprammenzionata qualifica e le formalità necessarie per la richiesta di qualifica, che devono essere rispettate dai produttori di energia rinnovabile.

Il Gestore dei Servizi energetici (GSE) è l'operatore del sistema elettrico incaricato delle procedure riguardanti le richieste di qualifica ed è anche responsabile per l'emissione formale del certificato di qualifica, attestazione che permette agli impianti alimentati a energia rinnovabile di accedere a qualunque forma di incentivazione dell'energia rinnovabile.

2.4 Passaggi successivi nell'evoluzione delle energie rinnovabili

Accanto a questa revisione, è stato introdotto un nuovo schema di incentivazione a beneficio esclusivo degli impianti più piccoli, potenza media annua nominale $P_n \leq 1$ MW ($P_n \leq 200$ kW se alimentati da fonte eolica), in alternativa al sistema dei certificati verdi. Questi ultimi impianti hanno titolo a ricevere tariffe definite Onnicomprensive (differenziate a seconda della fonte) per il ritiro dell'energia elettrica immessa in rete, garantite per un periodo di quindici anni. Il loro valore è inclusivo sia una componente di incentivo per la fonte, sia una componente dovuta alla vendita (indiretta) dell'energia ceduta alla rete elettrica [10-12].

Alcune nuove forme di incentivazione sono state introdotte successivamente.

Il meccanismo del Ritiro Dedicato, regolamentato dalla delibera AEEG n. 280/2007 [13], è una forma semplificata di vendita al mercato, attraverso il quale si evita, al produttore di energia rinnovabile, la necessità della vendita diretta alla borsa elettrica e la necessità della contrattazione bilaterale. Esso costituisce una forma di vendita indiretta di energia elettrica, eseguita dal Gestore dei Mercati Elettrici (GME), al prezzo zonale di mercato della zona elettrica dove l'impianto di potenza è localizzato, di particolare convenienza per impianti alimentati ad energia rinnovabile, caratterizzati da un surplus costante di produzione comparata al fabbisogno stesso di consumo interno dell'impianto. La delibera AEEG n. 280/2007 [13] stabilisce, inoltre, che vi siano Prezzi Minimi Garantiti (PMG), aggiornati su base annuale dalla stessa AEEG.

Il meccanismo dello Scambio sul Posto, regolato dalla delibera AEEG ARG/elt 74/2008 [14], è operativa dal 1° gennaio 2009 [15]. Esso costituisce una compensazione economica riconosciuta alla differenza tra il valore dell'energia elettrica nel momento in cui essa è immessa in rete e il valore economico della stessa energia, quando questa è assorbita dalla rete. Questo tipo di contratto è più vantaggioso di quello del Ritiro Dedicato, in virtù del fatto che l'energia elettrica immessa in rete è remunerata al valore di mercato, addizionato della componente di scambio sul posto, che si mantiene fissa per l'unità di produzione in questione, riconducibile ai costi di rete e ai costi del sistema elettrico.

2.5 Connessione alla rete elettrica

L'incentivazione alle energie rinnovabili è stata implementata anche dal punto di vista della connessione alla rete. Le agevolazioni per la connessione alla rete per gli operatori di impianti a energia rinnovabile sono state stabilite con Direttiva Europea n. 2003/54/CE [16]. La delibera AEEG n. ARG/elt 99/08 [17] in Allegato A ha specificamente regolamentato le condizioni tecniche ed economiche di connessione alla rete elettrica di impianti alimentati a fonti rinnovabili di

proprietà di un soggetto terzo (principio dell'obbligo di connessione in capo al GSE) [18-19]. Le richieste di connessione devono essere basate sul livello di potenza immessa dichiarato.

La connessione in bassa tensione (BT) è riservata a livelli di potenza dichiarati rientranti nei limiti di 100 kW, la connessione in media tensione (MT) è stata riservata a livelli di potenza dichiarati rientranti nel limite di 6 MW.

2.6 Misura dell'energia da fonti rinnovabili

La misura della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili è stata regolamentata con delibera AEEG 348/2007 [20].

Tale misura di energia elettrica è costituita da due differenti attività:

- 1) installazione dei dispositivi di misura e manutenzione;
- 2) raccolta, registrazione e validazione delle misure.

Per quanto riguarda i *punti di prelievo*, l'installazione dei dispositivi di misura e manutenzione è conferita alla responsabilità delle compagnie di distribuzione; la raccolta, registrazione e validazione delle misure è anch'essa lasciata alla responsabilità delle compagnie di distribuzione.

Per quanto riguarda i *punti di immissione* in rete l'installazione dei dispositivi di misura e manutenzione è conferita alla responsabilità del produttore di energia rinnovabile; la raccolta, registrazione e validazione delle misure è lasciata alla responsabilità del GSE.

La delibera AEEG n. 88/2007 [21] e la delibera AEEG n. 150/08 [22] hanno regolamentato la misura delle energie rinnovabili per gli impianti di potenza dove, la misura stessa è condizione funzionale per l'ottenimento dell'incentivo all'energia rinnovabile (emissione di Certificati Verdi, Tariffa Onnicomprensiva, Scambio sul Posto, Ritiro Dedicato).

I dispositivi di misura devono essere correttamente inseriti nello schema elettrico dell'impianto, secondo quanto stabilito dalla delibera in questione (delibera AEEG 88/2007 [21]), devono essere conformi alla prescrizione di rilevare la misura dell'energia elettrica su base oraria e a quella di possibilità di interrogazione, registrazione automatizzata e trasmissione dei dati raccolti al Gestore dei Servizi Energetici GSE.

2.7 L'iter autorizzativo

L'iter autorizzativo per impianti a fonti rinnovabili è stato regolamentato dai D.Lgs. 387/03 [2], D.Lgs. 152/2006 [4], e dalle L. 244/2007 [23] e L. 99/2009 [24]).

Impianti a energie rinnovabili e relative infrastrutture godono della categorizzazione privilegiata quali opere "di pubblica utilità ed indifferibili ed urgenti" (art. 12, D.Lgs. 387/2003 [2]).

Per impianti a fonti rinnovabili viene pertanto rilasciata l'autorizzazione alla loro realizzazione, attraverso un atto di autorizzazione unica, emessa dalla regione competente, in relazione al rispetto della normativa di salvaguardia ambientale. Sono predisposte opportune linee guida dal ministero competente a sostegno di tale procedura amministrativa. Per quanto riguarda specificamente gli impianti eolici offshore, questa è rilasciata dal Ministero delle Infrastrutture e Trasporti, in seguito a parere del Ministero dello Sviluppo Economico e Ministero dell'Ambiente.

L'atto autorizzativo è un'Autorizzazione Unica a cui partecipano tutte le autorità locali interessate e deve essere emesso non più tardi di 180 giorni dalla richiesta: la sua emissione è titolo esecutivo per il soggetto richiedente all'inizio lavori.

Per impianti a energia rinnovabile di piccola taglia, ricadenti all'interno dei seguenti limiti di potenza (energia eolica - 60kW, PV - 20 kW, idroelettrico - 100 kW, biogas, gas residuati dai processi di depurazione, gas da discarica - 250 kW, cogenerazione - 1 MW) l'autorizzazione unica è sostituita dalla Dichiarazione di Inizio Attività (DIA), da presentarsi all'autorità amministrativa locale (comune) [2, 4, 23-24].

3 IL MECCANISMO DEI CERTIFICATI VERDI E LA SUA EVOLUZIONE

I Certificati Verdi (CV) sono stati uno strumento per incentivare le energie rinnovabili: la loro esistenza consegue all'obbligo di legge, in capo ai produttori e importatori di energia elettrica, di immettere nella rete elettrica nazionale una quota di energia proveniente da fonte rinnovabile. Tale obbligo può essere soddisfatto – da parte del produttore o dell'importatore privo di disponibilità di impianti alimentati a fonti rinnovabili – tramite l'acquisto di un'equivalente quantità di certificati verdi derivanti da produzione di energia rinnovabile o assimilata. Il singolo certificato verde rappresenta l'equivalente energetico di 1 MWh.

A far data dal 2002 – come è stato sancito da D.Lgs. 79/99 [1] – i produttori e importatori di energia elettrica hanno l'obbligo di immettere nella rete elettrica una quota di energia rinnovabile, pari a una percentuale stabilita della propria quota di energia elettrica, prodotta o importata durante l'anno precedente e che eccede i 100 GWh/anno, prodotta da fonti convenzionali (fossili). Nell'arco temporale 2004-2006 l'incremento annuale della quota di energia rinnovabile è stato fissato al +0,35%, in seguito la legge 244/07 [23] ha rimodulato l'incremento allo +0,75% per l'arco temporale 2007-2012. La seguente tabella (Tab. 1) riassume la sequenza temporale dell'obbligo per gli anni 2002-2013.

Tab. 1
Quota di energia rinnovabile secondo D.L. 79/99

Anno di riferimento	Incremento	Quota	Anno di soddisfacimento
2001	+ 0%	2%	2002
2002	+ 0%	2%	2003
2003	+ 0%	2%	2004
2004	+ 0,35%	2,35%	2005
2005	+ 0,35%	2,70%	2006
2006	+ 0,35%	3,05%	2007
2007	+ 0,75%	3,80%	2008
2008	+ 0,75%	4,55%	2009
2009	+ 0,75%	5,30%	2010
2010	+ 0,75%	6,05%	2011
2011	+ 0,75%	6,80%	2012
2012	+ 0,75%	7,55%	2013

L'energia prodotta da fonti rinnovabili ha diritto di ricevere Certificati Verdi (CV):

1) durante i primi 12 anni di servizio dell'impianto, se la data di entrata in servizio dell'impianto si colloca tra il 01/04/1999 e il 31/12/2007;

2) durante i primi 15 anni di servizio dell'impianto, se la data di entrata in servizio dell'impianto è successiva al 01/01/2008;

3) durante i primi 15 anni di servizio dell'impianto, se la data di entrata in servizio dell'impianto è successiva al 01/01/ 2008 e la potenza annuale nominale $P_n \geq 1$ MW ($P_n \geq 0,2$ MW in caso di impianti alimentati a energia eolica) (Tab. 2). In tale caso la produzione netta di energia deve essere ridotta tramite l'applicazione di un coefficiente costante definito per ogni risorsa rinnovabile (ex tab. II di Legge Finanziaria 2008 [23], Legge 23/07/2009 n.99 [24] - Tab. 3).

Tab. 2
Politica di applicazione dei Certificati Verdi

Fonte	Intervallo temporale	Durata dell'applicazione dei Certificati Verdi [anni]	Note
Rinnovabile	01/04/99-31/12/07	12	
Rinnovabile	01/01/08-	15	
Rinnovabile	01/01/08-	15	P > 1 MW P > 0,2 MW (impianti a energia eolica) Applicazione coefficiente riduttore su energia netta

Tab. 3

Coefficiente moltiplicativo per impianti entrati in servizio a far data dal 1 gennaio 2008

Fonte rinnovabile		K
1	Eolica (P > 200 kW)	1,0
2	Eolica offshore (qualsiasi potenza)	1,5
3	Geotermica	0,9
4	Moto ondoso/maremotrice	1,8
5	Biomasse e biogas prodotti da attività agricola, allevamento e forestale da filiera corta	1,8
6	Rifiuti biodegradabili e biomasse (diversi dal n. 5)	1,3
7	Gas di discarica e gas residuati dai processi di depurazione e biogas (diversi dal n. 5)	0,8

Il D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 [6] “di attuazione della direttiva 2009/28/CE” [25] ha profondamente modificato il meccanismo dei CV. In particolare, la nuova normativa ha stabilito che il vecchio meccanismo sia gradualmente sostituito dalla Tariffa Onnicomprensiva. Per questa ragione gli impianti a energia rinnovabile:

1) se entrati in servizio prima del 31/12/12 devono continuare a ricevere CV secondo il meccanismo dei CV;

2) se entrati in servizio dal 1/1/13 devono ottenere una tariffa fissa incentivante relativamente all'energia prodotta e non ricevere CV. La durata dell'incentivo è fissata pari alla vita media utile della specifica tecnologia dell'impianto. La tariffa incentivante è costante e per tutta la durata del periodo di incentivo ed è differenziata come di seguito illustrato (Tab. 4).

Tab. 4

Meccanismo della tariffa incentivante secondo D.L. 28/11

Incentivo	Potenza	Tariffa incentivante	Data su cui si basa l'incentivo
Costante	Piccola potenza	Incentivo differenziato in base alla fonte rinnovabile	Giorno di entrata in servizio dell'impianto
	Incentivo differenziato in base alla fonte rinnovabile		
	P ≤ 5 MW		
Costante	Grande potenza	Incentivo differenziato in base al livello di potenza	Aste competitive organizzate dal GSE
	P > 5 MW		

Il Decreto Legislativo 28/11 [6] ha ulteriormente stabilito che la percentuale di quota di obbligo prodotta da fonti rinnovabili, in capo a produttori e importatori da fonti convenzionali (7,5% nel 2012), sia ridotta linearmente a partire dal 2013, venendo quindi azzerata nel 2015, introducendo così un reale disincentivo agli impianti alimentati ad energia rinnovabile di nuova costruzione.

Il decreto D.M. 06/07/12 [26] ha più accuratamente definito la nuova politica incentivante alternativa al precedente meccanismo dei CV tramite l'introduzione:

1) per il periodo successivo al 2015 la conversione del diritto dei CV in un equivalente incentivo economico;

2) per il periodo 2013-2016 il pagamento di un prezzo ai produttori pari a quello di ritiro da parte del GSE per i CV ritirati.

In aggiunta a ciò, a far data dal 2013, per i rimanenti anni di diritto al ricevimento dei CV, l'emissione dei CV si è basata sulle misure di produzione lorda di energia elettrica, e in particolare sulle misure trasmesse mensilmente da parte del GSE. I certificati verdi sono pertanto emessi su base mensile e sono classificati in base al loro anno e mese di riferimento. Non sono più previste modalità di emissione dei CV a preventivo di produzione di energia elettrica come poteva accadere in precedenza.

Il mercato dei CV è stato gestito dal GME. Il mercato stesso aveva come scopo l'offerta della necessaria liquidità, trasparenza (pubblicità dei prezzi), sicurezza (poiché il GME era anch'esso un operatore del mercato) secondo D.M. 24/10/2005 [27]. Le sessioni di mercato erano calendarizzate su base settimanale e le operazioni avvenivano attraverso una contrattazione continua.

4 LA GARANZIA DI ORIGINE

La Garanzia di Origine (GO) è una certificazione elettronica emessa in favore dell'energia elettrica prodotta da impianti a energia rinnovabile qualificati come impianto IGO (Impianto a Garanzia di origine).

Il GSE è il soggetto responsabile dell'emissione del titolo GO (Direttiva 2009/28/CE [25]) tramite il riconoscimento di un certificato per ogni MWh di energia elettrica generata.

La procedura è gestita in maniera totalmente elettronica. I titoli sono rilasciati su richiesta a:

- 1) produttori di energia elettrica titolari di impianti IGO;
- 2) imprese di vendita di energia elettrica sottoposte all'obbligo sancito dal D.M. 31/07/2009 [28]);
- 3) trader di energia elettrica sul mercato italiano o estero.

Le compagnie di vendita dell'energia elettrica sono soggette all'obbligo di approvvigionamento di titoli di garanzia di origine pari alla quantità di energia elettrica venduta sul mercato. I certificati GO detenuti devono essere annullati entro il 31 marzo dell'anno successivo a quello in cui è stata venduta l'energia elettrica da fonte rinnovabile. Per il funzionamento del meccanismo di Garanzia di Origine deve essere riconosciuto un corrispettivo al GSE per la copertura degli oneri da esso sostenuti e per la gestione del sistema della GO. I soggetti che ottengono certificati GO per la copertura degli oneri sostenuti sono tenuti a versare un corrispettivo fisso per ogni operazione (emissione, annullamento) pari a 0,033 € per ogni certificato di garanzia di origine.

I produttori di impianti a fonti rinnovabili non hanno diritto a ottenere certificati di garanzia di origine e nessuna qualifica rilasciata al loro impianto di produzione di Impianto a Garanzia di Origine, allorquando questi impianti già beneficiano di incentivi in seguito a:

- ritiro dedicato;
- scambio sul posto;
- meccanismo di incentivi onnicomprensivi, che prevedono il ritiro diretto della produzione di energia elettrica da parte del GSE (impianti convenzionati CIP 6/92 e tariffe onnicomprensive).

Per i sopramenzionati impianti di generazione i titoli GO sono emessi e trasferiti a titolo gratuito al GSE che successivamente ha il compito di assegnarli mediante aste di titoli GO [25, 28-29].

5 MECCANISMI INCENTIVANTI A SOSTITUZIONE DEL MECCANISMO DEI CV - EX D.M. 6 LUGLIO 2012

Il meccanismo dei CV è stato definitivamente soppresso in seguito al D.Lgs. 28/2011 [6] e al D.M. 06/07/12 [26]. I produttori di energia da fonti rinnovabili che hanno già maturato il diritto ai CV conservano tale beneficio per la restante parte del periodo agevolato in una differente forma compensatoria: è garantita la corresponsione di una tariffa versata dal GSE sulla produzione netta di energia, addizionale al ricavo derivante dalla valorizzazione dell'energia stessa. A far data dal 2016 il meccanismo dei CV è stato completamente abolito e la nuova forma di incentivi è completamente operativa.

La procedura si perfeziona con la sottoscrizione di un contratto, richiede la gestione dei dati di impianto e dei flussi energetici dello stesso ed è gestita in modo completamente elettronico.

La tariffa incentivante è così calcolata (Tabb. 5-6):

$$I = K \cdot (180 - R_e) \cdot 0,78$$

dove:

I: valore dell'incentivo [€/MWh];

K: coefficiente variabile in funzione della fonte rinnovabile;

180: valore di riferimento di un CV [€/MWh];

R_e : prezzo di cessione dell'energia elettrica [€/MWh].

Il coefficiente variabile K è generalmente pari a 1 per gli impianti a fonti rinnovabili entrati in esercizio entro il 31 dicembre 2007, mentre assume valori variabili, in base alla tipologia di fonte rinnovabile per quelli entrati in esercizio dopo il 31 dicembre.

R_e è il prezzo di vendita dell'energia elettrica definito ogni anno dall'AEEG in base alle condizioni economiche dell'anno precedente.

D'altra parte R_e è fisso per particolari impianti biomassa entrati in servizio prima del 31 dicembre 2012 e per specifici impianti cogenerativi a bioliquidi entrati in esercizio entro l'11 luglio 2012.

Tab. 5
Coefficiente K

Fonte	K^1	K^2
Qualsiasi	-	1,0
1 Eolica	1,0	-
2 Geotermica	0,9	-
3 Biomasse e biogas prodotti da attività agricola, allevamento e foresta da filiera corta	1,8	-
4 Rifiuti biodegradabili, biomasse (diverse da quelle di cui al punto n. 3)	1,3	-
5 Gas di discarica residuati dai processi di depurazione e biogas (diverse da quelle di cui al punto n. 3)	0,8	-

¹ post 31/12/2007
² ante 31/12/2007

Tab. 6
 R_e per gli anni 2016-2018

Anno	€/MWh
2016	51,69
2017	42,38
2018	53,14

6 MECCANISMI INCENTIVANTI A SOSTITUZIONE DEL MECCANISMO DEI CV - EX D.M. 23 GIUGNO 2016

La possibilità di incentivo economico è garantita dal D.M. 23/06/2016 [30] alle fonti rinnovabili, su specifica richiesta presentata dal produttore di energia rinnovabile. Il GSE è il soggetto responsabile per la valutazione tecnica e amministrativa dei requisiti necessari contenuti nella richiesta. Gli impianti a fonte rinnovabile assoggettabili a tale forma di incentivazione sono i seguenti:

- eolici;
- idroelettrici;
- geotermoelettrici;
- a biomassa;
- a biogas;
- a gas di depurazione;
- a gas di discarica;
- a bioliquidi;
- solari termodinamici.

6.1 Meccanismi e modalità di accesso

1) Accesso diretto

Gli impianti di piccola dimensione, di nuova realizzazione o soggetti a particolari interventi (ricostruzione, riattivazione, potenziamento o rifacimento), possono chiedere l'accesso agli incentivi, se l'entrata in esercizio è precedente al termine del 31 dicembre 2017).

2) Iscrizione ai Registri

Gli impianti di media dimensione, di nuova realizzazione o soggetti a particolari interventi (ricostruzione, riattivazione, potenziamento o rifacimento) devono essere iscritti ai Registri per la loro assegnazione a un determinato contingente di potenza, stabilito per decreto e, qualora rientrassero in posizione utile in graduatoria, è prevista la presentazione della domanda all'incentivo dopo la realizzazione dell'impianto.

3) Aggiudicazione delle procedure competitive di Aste al ribasso

Gli impianti di grande dimensione, di nuova realizzazione o soggetti a particolari interventi (ricostruzione, riattivazione, potenziamento o rifacimento), partecipano a procedure di aste al ribasso per la loro assegnazione a un determinato contingente di potenza stabilito per decreto e, qualora rientrassero in utile posizione in graduatoria, è prevista la presentazione della domanda all'incentivo dopo la realizzazione dell'impianto,

Tab. 7
Schema delle modalità di accesso agli incentivi
per impianti nuovi, riattivazioni, integrali ricostruzioni (**) e potenziamenti (***)

TIPOLOGIA DI FONTE	ACCESSO DIRETTO (kW)	REGISTRO (kW)	ASTA (kW)
Eolico onshore	$1 < P \leq 60$ (*)	$1 < P \leq 5000$	$P > 5000$
Eolico off-shore	$1 < P \leq 60$ (*)		$P > 5000$
Idroelettrico (di cui all'art. 4.3.b punti i, ii, iii, iv)	$1 < P \leq 250$ (*)	$1 < P \leq 5000$	
Idroelettrico (diversi dall'art. 4.3.b punti i, ii, iii, iv)		$1 < P \leq 5000$	
Oceanica	$1 < P \leq 60$ (*)	$1 < P \leq 5000$	
Geotermoelettrico		$1 < P \leq 5000$	$P > 5000$
Biomasse (art 8.4.a-b)	$1 < P \leq 200$ (*)	$1 < P \leq 5000$	
Biomasse (art 8.4.c-d)		$1 < P \leq 5000$ (****)	$P > 5000$ (****)
Biogas	$1 < P \leq 100$ (*)	$1 < P \leq 5000$ (****)	
Solare Termodinamico	$1 < P \leq 100$	$1 < P \leq 5000$	$P > 5000$

(*) Per impianti realizzati con procedure ad evidenza pubblica da Amministrazioni pubbliche, anche tra loro associate, ivi inclusi i Consorzi di Bonifica, ad eccezione dei potenziamenti, le potenze massime per l'accesso diretto sono raddoppiate.

(**) L'intervento di integrale ricostruzione non è contemplato per gli impianti alimentati da bioliquidi, biogas, gas di discarica, gas residuati dei processi di depurazione e idroelettrici installati negli acquedotti.

(***) Per interventi di potenziamento gli intervalli di potenza sono riferiti all'aumento della potenza dell'impianto al termine dell'intervento.

(****) Per impianti di cui all'articolo 8, comma 4, lettera d) e gas di depurazione e gas di discarica e bioliquidi sostenibili

(*****) Per impianti di cui all'articolo 8, comma 4, lettere c) e d)

6.2 Valore e durata degli incentivi ex D.M. 23/06/16

Il meccanismo degli incentivi è operativo in uno dei seguenti modi (Tabb. 8-9):

- 1) l'applicazione di una Tariffa Onnicomprensiva (TO), costituita da una tariffa unica volta a remunerare l'energia elettrica ritirata dal GSE (Tariffa Base - T_b), a cui vengono sommati eventuali premi cui l'impianto ha diritto (P_r).

Il calcolo della tariffa incentivante è descritto come segue:

$$TO = T_b + P_r ;$$

con il seguente significato dei simboli:

TO: Tariffa Onnicomprensiva [€];

T_b : Tariffa base [€];

P_r : Premio [€];

- 2) un Incentivo (I), il cui valore deriva dalla differenza tra la Tariffa Base (T_b) e il Prezzo Zonale Orario dell'energia (PZO), in quanto l'energia prodotta resta nella disponibilità dell'operatore. Anche in caso di rientro in questa seconda modalità, devono essere sommati eventuali premi cui l'impianto ha diritto (P_r).

Il calcolo dell'incentivo è descritto come segue:

$$I = T_b - PZO + P_r;$$

con il seguente significato dei simboli:

TO: Tariffa Onnicomprensiva [€];

T_b : Tariffa base [€];

P_r : Premio [€];

PZO: Prezzo Zonale Orario [€].

Tab. 8

Tariffe incentivanti base (T_b) e periodo di diritto agli incentivi

Fonte	Tipologia	Potenza	Periodo di diritto agli incentivi	Tariffa incentivante base (2016)
Eolico	Onshore	$1 \leq P \leq 20$	20	250
Eolico	Onshore	$20 \leq P \leq 60$	20	190
Eolico	Onshore	$60 \leq P \leq 200$	20	160
Eolico	Onshore	$200 \leq P \leq 1000$	20	140
Eolico	Onshore	$1000 \leq P \leq 5000$	20	130
Eolico	Onshore	$P \geq 5000$	20	110
Eolico	Onshore	$1 \leq P \leq 5000$	-	-
Eolico	Off-shore	$P \geq 5000$	25	165
Solare.	Termodinamico	$1 \leq P \leq 250$	25	324
Solare.	Termodinamico	$250 \leq P \leq 5000$	25	296
Solare.	Termodinamico	$P \geq 5000$	25	291

Tab. 9

Ammontare del Premio (P_r)

Fonte	Fattore di integrazione	Premio [€/MWh]	Note
Solare termodinamico	$0,15 \leq F_{int} \leq 0,50$	20,0	-
Solare termodinamico	$0 \leq F_{int} \leq 0,15$	45,0	-
Geotermico	-	15,0/30,0	Dipendente da tipologia specifica
Eolico (offshore)	-	40,0	-

Il *Fattore di integrazione* per un impianto solare termodinamico è costituito dalla frazione di energia elettrica netta sul totale produzione non dovuto alla fonte solare.

La durata del periodo di diritto alla Tariffa Onnicomprensiva o all'Incentivo dipende dalla tipologia di fonte rinnovabile in questione.

Impianti a fonte rinnovabile:

- con potenza $P_n < 500$ kW, possono optare sia per la Tariffa Onnicomprensiva (TO) che per l'Incentivo (I), in muta alternativa, rimanendo limitato il passaggio da una modalità all'altra per un massimo di 2 volte per l'intero periodo di incentivazione;
- con potenza $P_n \geq 500$ kW, possono optare per il solo Incentivo (I).

Gli incentivi sono riconosciuti all'energia elettrica netta immessa in rete dall'impianto, calcolata come minor valore tra la produzione netta (a sua volta pari alla produzione lorda ridotta dei consumi

dei servizi ausiliari, delle perdite di linea e di trasformazione) e l'energia elettrica effettivamente immessa in rete, misurata con il contatore di scambio.

In formule:

$$E_{net, inj} = \min(E_{production}; E_{grid});$$

dove:

$E_{net, inj}$: energia elettrica netta immessa in rete dall'impianto [MWh];

$E_{production}$: energia elettrica netta prodotta (energia elettrica lorda prodotta, lorda ridotta dei consumi dei servizi ausiliari, delle perdite di linea e di trasformazione [MWh];

E_{grid} : l'energia elettrica effettivamente immessa in rete, misurata con il contatore di scambio [MWh].

6.3 Contributi spese di istruttoria

Il GSE ha titolo a ricevere un contributo per rimborso costi amministrativi sostenuti per garantire l'accesso agli incentivi, secondo il D.M. 24/12/2014 [31]. Il costo è indifferenziato per tipologia di impianto ed è dovuto per iscrizione ai Registri, partecipazione alle Procedure d'Asta o accesso agli incentivi (limitatamente agli impianti in accesso diretto) nella misura sotto riportata (Tab. 10):

- 180 € per impianti IAFR con potenza compresa tra 50 kW e 200 kW;
- 600 € per impianti IAFR con potenza compresa tra 200 kW e 1 MW;
- 1420 € per impianti IAFR con potenza compresa tra 1 MW e 5 MW;
- 2300 € per impianti IAFR con potenza eccedente 5 MW.

Tab. 10

Contributi per spese amministrative ex D.M. 24/12/2014

Potenza [kW]	Importo [€]
$50 \leq P \leq 200$	180
$200 \leq P \leq 1000$	600
$1000 \leq P \leq 5000$	1420
$P > 5000$	2300

7 CONTI ENERGIA - TARIFFA ONNICOMPENSIVA PER IMPIANTI FOTOVOLTAICI

Le tariffe onnicomprensive per il fotovoltaico sono state introdotte in Italia col D.Lgs. n. 387/2003 [2] di conversione in legge della direttiva comunitaria per le fonti rinnovabili n. 2001/77/CE [3] e misure legislative seguenti (D.M. 28 luglio 2005 [32] e Delibera AEEG n. 188/05 del 14 settembre 2005 [33]).

Il *primo Conto Energia* copre l'arco temporale 2005-2007. Esso prevede che l'impianto PV sia incentivato per i primi vent'anni di vita utile a condizione che:

1) l'impianto PV sia connesso alla rete elettrica (*grid connected*) con l'esclusione di impianti destinati a utenze isolate (*stand alone*);

2) la sua $P_n > 1$ kWp.

L'ammontare della tariffa è costante per 20 anni ed è determinata in base all'anno di entrata in servizio, come valore definito nell'anno precedente, con una riduzione del 5% annuo, corretto in base all'adeguamento dell'indice ISTAT.

Il *secondo Conto Energia* copre l'arco temporale 2007-2010. La tariffa incentivata è stata estesa all'intero quantitativo di energia elettrica prodotta dall'impianto ed è differenziata sulla base del livello di potenza e dell'integrazione nell'edificio del pannello solare. Le procedure autorizzative

sono state accelerate e semplificate e sono state introdotte agevolazioni fiscali, quali IVA agevolata al 10% per la realizzazione dell'impianto e detraibilità fiscale per i costi di realizzazione.

Il riconoscimento della tariffa incentivante, in base al tipo di impianto realizzato, è garantita per 20 anni dalla data di entrata in servizio del medesimo.

Il *terzo Conto Energia* copre l'arco temporale 2010-2011. La tariffa incentivata è riconosciuta dalla data di entrata in esercizio dell'impianto, per un periodo di 20 anni. Tuttavia è prevista una progressiva diminuzione della tariffa corrisposta, in relazione al livello di potenza interconnessa a alle caratteristiche dell'impianto PV (6 diversi intervalli di potenza nominale: 1-3 kW, 3-20 kW, 20-200 kW, 200 kW-1 MW, 1-5 MW, oltre 5 MW).

Sono introdotti lo Scambio sul Posto (per impianti di potenza inferiore a 200 kW) o, in alternativa, la vendita dell'energia prodotta in eccesso (non autoconsumata), che rappresentano benefici aggiuntivi alla tariffa incentivante riconosciuta.

Il *quarto Conto Energia* copre l'arco temporale 2011-2012. Sono introdotti nuovi elementi quali la differenziazione tra impianti PV di piccola taglia e impianti PV di grande taglia.

Sono introdotti gli impianti fotovoltaici con caratteristiche innovative integrati con gli edifici e gli impianti solari a concentrazione. L'ammontare della tariffa non è più fisso, ma si riduce nel corso degli anni e vengono introdotte due tipologie di tariffe: *Tariffa Autoconsumo*, da applicare per l'energia prodotta e autoconsumata e *Tariffa Onnicomprensiva*, per l'energia prodotta e immessa in rete. La seconda tipologia di tariffa è di valore maggiore rispetto alla prima, in quanto tiene in considerazione una sorta di cessione dell'energia al GSE per la vendita al mercato da parte di questi.

Il *quinto Conto Energia* copre l'arco temporale 2012-2013. La politica incentivante è stabilita con D.M. del 5/7/12 [7] e termina in data 6/7/13.

Il quinto Conto Energia determina che l'accesso alle tariffe incentivanti avvenga attraverso le seguenti modalità:

- accesso diretto al meccanismo incentivante;
- iscrizione a registro.

Gli impianti fotovoltaici hanno titolo ad accedere tramite una delle sopradette modalità in base al loro livello di potenza e alle loro caratteristiche specifiche di impianto.

Il D.M. 5/07/12 [7] ha razionalizzato la politica incentivante raggruppandola in cinque semestri differenziati per livello di tariffa, in maniera tale che l'incentivo riconosciuto sia progressivamente ridotto su base semestrale. Il soggetto del mercato responsabile dell'applicazione della tariffa incentivante è il GSE.

La tariffa propria da applicarsi per ogni nuovo impianto PV si determina sulla base della data di entrata in servizio dell'impianto stesso in un ben definito semestre ed è riconosciuta per i successivi vent'anni.

Le tariffe del quinto Conto Energia sono applicate in accordo col livello di potenza e tipologia di impianto considerato:

1) per un livello di potenza $P_n < 1$ MW è riconosciuta una tariffa onnicomprensiva (Tariffa Onnicomprensiva), sulla base dell'energia elettrica netta immessa in rete;

2) per un livello di potenza $P_n > 1$ MW è riconosciuto un incentivo, calcolato come differenza tra il valore onnicomprensivo e il prezzo zonale orario dell'energia relativo alla zona in cui l'energia elettrica prodotta dall'impianto è immessa in rete (Incentivo per Differenza).

In considerazione del fatto che un impianto fotovoltaico PV è abitualmente esercito al fine di soddisfare utenze elettriche *in situ* (carichi industriali, utenze di processo, utenze domestiche) sull'energia da produzione netta consumata *in situ* è prevista una Tariffa Premio Autoconsumo.

Tab. 11
Tariffe incentivanti garantite dal Gestore dei Servizi Energetici (GSE)

Livello di potenza impianto PV	Tipologia di tariffa		Note
$P \leq 1$ MW	Tariffa Onnicomprensiva	Calcolata sulla quota di produzione netta immessa in rete	-
$P > 1$ MW	Incentivo per Differenza	Calcolata sulla quota di produzione netta immessa in rete	-
$P \leq 20$ kW	-	Calcolata sulla quota di produzione netta immessa in rete	Impianti fotovoltaici PV connessi alla rete che non alimentino utenze in corrente continua (CC)

Gli impianti fotovoltaici PV sono raggruppati nelle seguenti categorie:

- 1) impianti PV realizzati su edifici;
- 2) tutti gli altri impianti PV.

Le incentivazioni riportati nelle seguenti tabelle (Tabb. 12/a-12/e) sono riconosciute a:

- a) persone fisiche;
- b) persone giuridiche;
- c) amministrazioni pubbliche;
- d) condomini.

In aggiunta a ciò, al fine di avere diritto alla corresponsione del beneficio devono anche dimostrare di possedere i requisiti elencati all'art. 7 comma 8 del D.M. 05/07/12 [7].

Tab. 12/a
Tariffe incentivanti per fotovoltaico in accordo al 5° conto energia

Semestre 1	Impianti PV su edifici		Altri impianti PV	
Livello di potenza [kW]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 3$	208	126	201	119
$3 \leq P \leq 20$	196	114	189	107
$20 \leq P \leq 200$	175	93	168	86
$200 \leq P \leq 1000$	142	60	135	53
$1000 \leq P \leq 5000$	126	44	120	38
$P > 5000$	119	37	113	31

Tab. 12/b
Tariffe incentivanti per fotovoltaico in accordo al 5° conto energia

Semestre 2	Impianti PV su edifici		Altri impianti PV	
Livello di potenza [kW]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 3$	182	100	176	94
$3 \leq P \leq 20$	171	89	165	83
$20 \leq P \leq 200$	157	75	151	69
$200 \leq P \leq 1000$	130	48	124	42
$1000 \leq P \leq 5000$	118	36	113	31
$P > 5000$	112	30	106	24

Tab. 12/c

Tariffe incentivanti per fotovoltaico in accordo al 5° conto energia

Semestre 3	Impianti PV su edifici		Altri impianti PV	
Livello di potenza [kW]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 3$	157	75	152	70
$3 \leq P \leq 20$	149	67	144	62
$20 \leq P \leq 200$	141	59	136	54
$200 \leq P \leq 1000$	118	36	113	31
$1000 \leq P \leq 5000$	110	28	106	24
$P > 5000$	104	22	99	17

Tab. 12/d

Tariffe incentivanti per fotovoltaico in accordo al 5° conto energia

Semestre 4	Impianti PV su edifici		Altri impianti PV	
Livello di potenza [kW]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 3$	144	62	140	58
$3 \leq P \leq 20$	137	55	133	51
$20 \leq P \leq 200$	131	49	126	44
$200 \leq P \leq 1000$	111	29	107	25
$1000 \leq P \leq 5000$	105	23	101	19
$P > 5000$	99	17	95	13

Tab. 12/e

Tariffe incentivanti per fotovoltaico in accordo al 5° conto energia

Semestre 5	Impianti PV su edifici		Altri impianti PV	
Livello di potenza [kW]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]	Tariffa Onnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 3$	133	51	130	48
$3 \leq P \leq 20$	128	46	124	42
$20 \leq P \leq 200$	122	40	118	36
$200 \leq P \leq 1000$	106	24	102	20
$1000 \leq P \leq 5000$	100	18	97	15
$P > 5000$	95	13	92	10

7.1 Situazione attuale di incentivazione per impianti fotovoltaici

Il quinto Conto Energia è terminato il 6 luglio 2013 [2-3, 7, 34-37].

In assenza di nuove politiche incentivanti da parte del governo, l'attuale incentivazione per energia da impianti fotovoltaici è limitata a:

- 1) detrazione fino al 50% delle spese di investimento per la realizzazione dell'impianto;
- 2) opzione di cessione alla rete del surplus di energia (cessione diretta sul mercato libero, che a sua volta si può effettuare attraverso due canali):
 - la vendita alla "Borsa Elettrica" (in pratica, il mercato elettrico organizzato dal GME, il Gestore dei Mercati Energetici);
 - la vendita direttamente a un grossista ("contratto bilaterale" stipulato sul mercato non regolamentato).
- 3) opzione di sottoscrivere un contratto di Scambio sul Posto;
- 4) opzione di sottoscrivere un contratto di Ritiro Dedicato.

Le quattro opzioni sopra indicate sono le uniche che possono essere prese in considerazione per una valutazione ottimizzata della remuneratività di impianti PV di nuova progettazione, successivo commissioning e realizzazione operativa.

Nel caso specifico di impianti PV l'attuale situazione di assenza di specifici incentivi, le agevolazioni fiscali sono di fondamentale importanza da un punto di vista di analisi dei costi di investimento e valutazione del periodo di payback.

Le persone fisiche hanno titolo a ottenere la detraibilità del 50% delle spese di investimento per la realizzazione dell'impianto sul reddito IRPEF. Le imprese d'altro canto non possono beneficiare di un'analoga riduzione, ma sono presenti agevolazioni fiscali sul reddito di impresa.

Le leggi finanziarie 2016 e 2017 hanno elevato l'ammortamento calcolabile sui costi di investimento per un impianto fotovoltaico, ricalcolandolo nel 140 % del costo di realizzazione (superammortamento). La legge finanziaria 2018 ha stabilito il valore del superammortamento nel 130 % del costo di realizzazione dell'impianto fotovoltaico stesso.

Nel caso specifico di impianti PV il coefficiente di ammortamento è usualmente assunto pari al 9% annuo del valore di costo, da usufruirsi in un arco temporale della durata approssimativa di 11 anni. Pertanto, in caso di ammortamento ordinario, la quota di ammortamento annuale è costituita dal 9% dei costi di investimento, in caso di superammortamento la quota di ammortamento annuale è costituita dal 9% dei costi di investimento, precedentemente rivalutato secondo della percentuale di superammortamento.

Durante il periodo di ammortamento, indicato in circa 11 anni, la quota di ammortamento annuale (incrementata) va in sottrazione ai ricavi annuali dell'impresa, costituendo così una base imponibile (nel superammortamento), che è ovviamente inferiore alla base imponibile in condizione di ammortamento ordinario. Sulla tale nuova base imponibile le imposte sono calcolate secondo le prescritte percentuali di legge (Tab. 13).

Tab. 13

Agevolazioni fiscali per fotovoltaico in accordo al superammortamento (Leggi finanziarie 2016-2017 e 2018)

Anno	2016-2017	2018
Costo specifico impianto PV [€/kWp]	1'800	1'800
Potenza installata impianto PV [kW]	50	50
Costo di investimento [€]	90'000	90'000
Percentuale di ammortamento per l'impianto PV	9%	9%
Percentuale di superammortamento	140%	130%
Costo di investimento in superammortamento [€]	126'000	117'000
Quota annuale di ammortamento (ordinario) [€]	8'100	8'100
Quota annuale di ammortamento (superammortamento) [€]	11'340	10'530
Periodo di ammortamento [anni]	11,1	11,1
Totale quote di superammortamento in detrazione nel periodo di ammortamento [€]	125'874	116'883
Ricavo di impresa annuale (ipotetico) [€]	100'000	100'000
Base imponibile (ordinaria) [€]	91'900	91'900
Base imponibile (superammortamento) [€]	88'660	89'470

8 MECCANISMO DELLO SCAMBIO SUL POSTO

Il meccanismo dello Scambio sul Posto è una forma di autoconsumo *in situ* dell'energia elettrica prodotta, che consente di realizzare la compensazione dell'energia elettrica prodotta e immessa in rete in un determinato momento, con quella prelevata e consumata in un momento diverso da quello in cui è avvenuta la produzione. Tramite il contratto di Scambio sul Posto si utilizza quindi il sistema elettrico nazionale che svolge la funzione di un "immagazzinamento virtuale" di energia elettrica prodotta in un determinato momento e non contestualmente autoconsumata. Lo scambio sul posto è subordinato all'esistenza di impianti per il consumo e per la produzione di energia elettrica localizzati nel medesimo punto di connessione alla rete pubblica [11, 14-15, 38].

8.1 Accesso allo scambio sul posto

Lo Scambio sul Posto è riservato:

- al cliente finale consumatore di energia elettrica nell'ambito di un Altro Sistema Semplice di Produzione e Consumo (ASSPC), che sia, allo stesso tempo al tempo, produttore e consumatore di energia elettrica in relazione agli impianti di produzione che costituiscono l'ASSPC (scambio sul posto per ASSPC);
- al cliente finale consumatore di energia elettrica, che sia titolare di un determinato numero di punti di prelievo e immissione, anche non coincidenti, e che sia, al tempo stesso, produttore di energia elettrica in relazione agli impianti di produzione connessi alla rete per mezzo dei medesimi punti (Scambio sul Posto Altrove).

Le condizioni per beneficiare della scambio sul posto sono le seguenti (Tab.14):

- l'utente deve rappresentare una delle due parti del contratto di acquisto di energia elettrica prelevata nel punto di scambio;
- nell'ASSPC la potenza complessivamente installata e proveniente da impianti di produzione di energia IAFR è non superiore a 20 kW, se entrati in esercizio entro il 31/12/2007;
- nell'ASSPC la potenza complessivamente installata e proveniente da impianti di produzione di energia IAFR è non superiore a 200 kW, se entrati in esercizio entro il 31/12/2014;
- nell'ASSPC la potenza complessivamente installata e proveniente da impianti di produzione di cogenerazione ad alto rendimento è non superiore a 200 kW, senza limiti di data;
- nell'ASSPC la potenza complessivamente installata non è superiore a 500 kW.

Tab. 14
Condizioni di accesso allo Scambio sul Posto

Oggetto della condizione	Condizione	Scambio sul Posto
Utente	Controparte del contratto di acquisto dell'energia elettrica prelevata nel punto di scambio	SI
	Non è controparte del contratto di acquisto dell'energia elettrica prelevata nel punto di scambio	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC da fonti rinnovabili (prima del 31/12/07)	≤ 20 kW	SI
	> 20 kW	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC da fonti rinnovabili (prima del 31/12/14)	≤ 200 kW	SI
	> 200 kW	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC da un impianto HYCHP (cogenerazione ad alto rendimento)	≤ 200 kW	SI
	> 200 kW	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC (tutte le fonti)	≤ 500 kW	SI
	> 500 kW	NO

8.2 Scambio sul Posto per la PA (Scambio sul Posto Altrove)

Lo Scambio sul Posto è una particolare forma di remunerazione dell'energia elettrica prodotta, attraverso cui la Pubblica Amministrazione (PA) può beneficiare dell'investimento in produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. In tale fattispecie, è prevista una variante specifica di contratto di Scambio sul Posto, che è chiamata Scambio sul Posto Altrove (Tab. 15). La differenza tra SSP Altrove e SSP semplice è costituita dalla mancanza di obbligo di coincidenza tra i punti di produzione e di consumo.

Le condizioni per beneficiare dell'accesso allo Scambio sul Posto Altrove sono le seguenti:

- l'utente deve essere controparte del contratto di acquisto dell'energia elettrica assorbita in tutti i punti di assorbimento identificati nel contratto di Scambio sul Posto;
- l'utente deve essere una pubblica amministrazione (Comune - con popolazione fino a 20000 residenti, o il Ministero della Difesa, o un terzo mandatario di questi soggetti);

- c) gli impianti di produzione devono essere alimentati esclusivamente tramite fonti rinnovabili;
- d) nello SSPA, la potenza complessivamente installata e proveniente da impianti di produzione di energia IAFR, in un punto della connessione, è non superiore a 20 kW (se entrati in esercizio entro il 31/12/07);
- e) nello SSPA, la potenza complessivamente installata e proveniente da impianti di produzione di energia IAFR, in un punto della connessione, è non superiore a 200 kW (se entrati in esercizio entro il 31/12/14);
- f) nello SSPA, la potenza complessivamente installata da impianti di produzione alimentati a fonti rinnovabili compreso nella convenzione è non superiore a 500 kW.

Nel caso in cui l'utente in Scambio sul Posto Altrove sia il Ministero della Difesa (o il suo mandatario), ad ulteriore agevolazione, non si applicano le limitazioni riferite alla potenza massima sopraelencate.

Tab. 15
Condizioni di accesso allo Scambio sul Posto Altrove

Oggetto della condizione	Condizione	Scambio sul Posto Altrove
Utente	Controparte del contratto di acquisto dell'energia assorbita in tutti i punti di assorbimento	SI
	Pubblica Amministrazione (Comune con popolazione fino a 20000 residenti)	SI
	Ministero della Difesa	SI
Fonti energetiche considerate	Rinnovabili	SI
	Assimilate alle rinnovabili	NO
Potenza complessivamente installata, in un punto di connessione compreso nella Convenzione, da impianti a fonti rinnovabili (prima del 31/12/07)	≤ 20 kW (*)	SI
	> 20 kW (*)	NO
Potenza complessivamente installata, in un punto di connessione compreso nella Convenzione, da impianti a fonti rinnovabili (prima del 31/12/14)	≤ 200 kW (*)	SI
	> 200 kW (*)	NO
Global installed power in the ASSPC	≤ 500 kW (*)	SI
	> 500 kW (*)	NO

(*) Limite di potenza non applicabile al Ministero della Difesa

8.3 Costi per il servizio di Scambio sul Posto e relative procedure

Per ogni utente del contratto di Servizio di Scambio è richiesta la corresponsione al GSE di una tariffa a copertura degli oneri di gestione, verifica e controllo (D.M. 24/12/2014) [31]. La tariffa è da corrisponderci su base annuale ed è costituita da due componenti: una parte fissa, dovuta per ciascun contratto di scambio, e una parte variabile, dovuta in base al livello di potenza dell'impianto (D.M. 24/12/2014), Annesso 1) [31]. Quando lo scambio sul posto è applicato a una pluralità di punti di prelievo e di immissione è prevista una tariffa addizionale di ammontare pari a 4 €/anno per ogni punto di connessione del contratto (Tab. 16).

Tab. 16
Scambio sul Posto - tariffe a copertura degli oneri di gestione, verifica e controllo

Livello di potenza [kW]	Contributo fisso [€/anno]	Contributo variabile [€/anno]
$P \leq 3$	0,0	0,0
$3 \leq P \leq 20$	30,0	0,0
$20 \leq P \leq 500$	30,0	1,0
Pluralità di punti di prelievo/immissione	4,0 per punto	-

Contributo istituito con D.M. 24/12/2014

La richiesta di adesione a un contratto di Scambio sul Posto deve essere presentata al GSE entro 60 giorni dalla data di entrata in esercizio dell'impianto di produzione. Il contratto, sottoscritto tra le parti (utente e GSE), contiene i dettagli operativi applicati, e la sua durata è di un anno solare.

8.4 Compatibilità dello scambio sul posto con altri incentivi

Gli impianti a fonte rinnovabile che beneficiano degli incentivi introdotti da Decreti Interministeriali del 05/07/2002 (5° Conto Energia) e del 06/07/2012 (incentivi per fonti rinnovabili diversi dal fotovoltaico) non possono beneficiare contemporaneamente del beneficio dello Scambio sul Posto [7, 26, 31, 38].

8.5 Contributo in conto scambio

Il GSE riconosce all'utente la tariffa dovuta per lo scambio sul posto su base semestrale (in acconto) e su base annuale (in conguaglio). Il contributo erogato per il meccanismo di scambio sul posto prevede due forme di contributo:

- 1) il Contributo in Conto Scambio (CS);
- 2) le eccedenze eventualmente fatte registrare, in caso in cui l'energia immessa in rete risulti maggiore dell'energia prelevata da essa durante l'anno di riferimento.

Il Contributo in Conto Scambio (componente 1) è calcolata attraverso la seguente relazione:

$$CS = \min(O_E; C_{Ei}) + CU_{Sf} \cdot E_S$$

$$O_E = PUN \cdot E_{ads}$$

$$C_{Ei} = PUN \cdot E_{inj}$$

$$CU_{Sf} = CU_{Sfreti} + CU_{Sfogs}, \text{ per impianti la cui potenza nominale } P_n \leq 20 \text{ kW}$$

$$CU_{Sf} = CU_{Sfreti} + \min(CU_{Sfogs}; LA), \text{ per impianti la cui potenza nominale } P_n > 20 \text{ kW}$$

$$CU_{Sfreti} = \frac{\sum_{i=1}^{12} CU_{Sfreti,i}}{12}$$

$$CU_{Sfogs} = \frac{\sum_{i=1}^{12} CU_{Sfogs,i}}{12}$$

$$E_S = \min(E_{ads}; E_{inj})$$

dove:

CS: Contributo in Conto Scambio [€], su base annuale;

O_E : Onere dell'energia prelevata dalla rete [€];

rappresenta il prezzo della sola quota energia pagata in bolletta, valorizzata mediante il PUN

PUN: Prezzo Unico Nazionale) [c€/kWh];

rappresenta una media oraria e zonale dei prezzi variabili fatti registrare giorno per giorno sulla borsa elettrica

E_{ads} : Energia Elettrica prelevata dalla rete [kWh];

C_{Ei} : Controvalore dell'Energia Immessa in rete) [€];

rappresenta il prezzo dell'energia calcolato nella zona di riferimento e in base agli orari di immissione in rete (diverso da quello ottenibile mediante il PUN, variabile in base alla regione e agli orari di immissione in rete;

E_{inj} : energia elettrica immessa in rete [kWh];

- CU_{Sf} : Corrispettivo Unitario di Scambio Forfetario) [c€/kWh];
rappresenta costi di rete e oneri generali di sistema, Identifica nella tariffa di scambio il “rimborso” di una frazione di costi fissi sostenuti in bolletta dall’utente;
- CU_{Sfreti} : Corrispettivo Unitario di Scambio Forfetario Annuale relativo alle Reti) [c€/kWh];
è la media aritmetica dei termini $CU_{Sfmenti}$ definiti su base mensile e relativi allo stesso anno solare. Rappresenta costi specifici di rete (trasmissione, distribuzione, dispacciamento);
- CU_{Sfogs} : Corrispettivo Unitario di Scambio Forfetario Annuale relativo agli Oneri Generali di Sistema) [c€/kWh];
è la media aritmetica dei termini CU_{Sfmosg} definiti su base mensile e relativi allo stesso anno solare. Rappresenta oneri generali di sistema;
- $CU_{Sfmenti}$: Corrispettivo Unitario di Scambio Forfetario Mensile relativo alle Reti) [c€/kWh];
rappresenta costi specifici di rete (trasmissione, distribuzione, dispacciamento);
- CU_{Sfmosg} : Corrispettivo Unitario di Scambio Forfetario Mensile relativo agli Oneri Generali di Sistema [c€/kWh];
rappresenta oneri generali di sistema;
- LA : Limite Annuale [c€/kWh];
rappresenta il limite massimo che può assumere il termine CU_{Sfogs} ;
- E_s : Energia Scambiata [kWh].
rappresenta il valore minimo tra energia immessa in rete E_{inj} e energia prelevata dalla rete E_{ads} .

Un valore tipico dei termini sopra descritti può essere:

$PUN = 5-6 \text{ c€/kWh}$;

$CU_{Sf} = 5-20 \text{ c€/kWh}$.

Le eccedenze eventualmente fatte registrare (componente 2) sono effettivamente prese in considerazione solo quando il termine C_{Ei} è maggiore del termine O_E , cioè in caso in cui l’energia immessa in rete risulti maggiore dell’energia prelevata da essa durante l’anno di riferimento. In tale eventualità, all’utente dello scambio sul posto, in base alla sua scelta da preventivamente effettuarsi presso il GSE, alternativamente:

- 1) si accredita l’eccedenza di energia elettrica nel conto elettrico degli anni successivi;
- 2) si accredita il valore economico dell’eccedenza.

9 MECCANISMO DEL RITIRO DEDICATO

Il Ritiro Dedicato è una particolare forma di vendita dell’energia elettrica prodotta e immessa in rete: è possibile accedervi su richiesta e da parte dei produttori e in alternativa alla vendita sul libero mercato tramite la borsa dell’energia o tramite i contratti bilaterali.

L’energia elettrica prodotta è ritirata da parte del GSE che riconosce un determinato prezzo per ogni kWh immesso in rete. I ricavi derivanti ai produttori, dalla vendita al GSE tramite Ritiro Dedicato, possono essere cumulati con qualsiasi altro incentivo riconosciuto da eventuali meccanismi di incentivazione alle rinnovabili, ad eccezione di prezzi fissi onnicomprensivi, nel cui valore sia è già incluso l’incentivo di detta energia [13].

Con riferimento al Ritiro Dedicato, l’attività istituzionale del GSE è sintetizzabile come segue:

- il GSE si comporta come soggetto incaricato del ritiro della produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile da parte dei produttori, indi rivende tale produzione sulla Borsa Elettrica;
- il GSE agisce come operatore del sistema elettrico, in relazione al dispacciamento di rete e al trasporto, per gli impianti di produzione posseduti dai produttori che hanno firmato col GSE stesso un contratto di Scambio sul Posto;

- lo stesso GSE agisce come elemento di interfaccia nei confronti del sistema elettrico in relazione alle operazioni di acquisto e vendita dell'energia.

9.1 Accesso al Ritiro Dedicato

Il meccanismo del Ritiro Dedicato è riservato a impianti alimentati da fonti rinnovabili e non rinnovabili con le seguenti caratteristiche (Tab. 17):

- 1) potenza apparente nominale $A_n < 10$ MVA, se alimentati da fonti rinnovabili (compresa la produzione imputabile derivante da centrali ibride);
- 2) potenza apparente nominale $A_n < 10$ MVA, se alimentati da fonti convenzionali non rinnovabili (compresa la produzione non imputabile da centrali ibride);
- 3) potenza apparente nominale $A_n \geq 10$ MVA se alimentati da fonti rinnovabili (diverse dalla fonte eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice e idraulica limitatamente, per quest'ultima, agli impianti ad acqua fluente, purché nella titolarità di un auto produttore);
- 4) nessun limite di potenza apparente nominale A_n , se alimentati dalle seguenti fonti rinnovabili (eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice e idraulica limitatamente, per quest'ultima, agli impianti ad acqua fluente).

Tab. 17
Accesso al Ritiro Dedicato

Potenza	Fonte	Note 1	Note 2
$A_n \leq 10$ MVA	Rinnovabili	Produzione imputabile derivante da centrali ibride inclusa	-
$A_n \leq 10$ MVA	Convenzionali	Produzione non imputabile derivante da centrali ibride inclusa	-
$A_n \geq 10$ MVA	Rinnovabili	Esclusa eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice e idraulica (acqua fluente)	Se impianto nella titolarità di autoproduttore
Qualsiasi	Rinnovabili	Eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice e idraulica (acqua fluente)	-

9.2 Costi per il servizio di Ritiro Dedicato e relative procedure

A far data dal 01/01/05 è stato introdotto l'obbligo di corrispondere un contributo per spese di gestione, controllo e verifica (Tab. 18), al Gestore dei Servizi Energetici (GSE) (con l'esclusione degli impianti di potenza nominale $P_n < 3$ kW) da parte di ogni utente che stipuli un contratto di Ritiro Dedicato, anche per un solo giorno solare di esercizio dell'impianto nell'anno. La potenza nominale di riferimento è quella calcolata il 1° gennaio dell'anno di entrata in esercizio o, in alternativa, all'inizio dell'anno solare nel quale è entrato in vigore il contratto di Ritiro Dedicato [31].

L'opzione del Ritiro Dedicato può essere richiesta attraverso la compilazione e l'inoltro di apposita domanda da trasmettersi al GSE, entro 60 giorni dal primo giorno di entrata in esercizio dell'impianto. In tal caso viene sottoscritto uno specifico contratto con il GSE. Il contratto di durata annuale solare è tacitamente rinnovabile.

Tab. 18
Contributo per spese di gestione controllo e verifica (Ritiro Dedicato)

Fonte	Livello di potenza			Costo massimo
	$1 \text{ kW} \leq P \leq 20 \text{ kW}$	$20 \text{ kW} \leq P \leq 200 \text{ kW}$	$P \geq 200 \text{ kW}$	
	€/kW	€/kW	€/kW	
Solare	0,70	0,65	0,60	10000
Eolica	0,90	0,80	0,70	10000
Idroelettrica	1,10	0,90	0,80	10000
Altro	1,20	1,00	0,90	10000

9.3 Ritiro Dedicato e compatibilità con altri incentivi alle rinnovabili

È importante sottolineare che gli impianti a energia rinnovabile che hanno titolo a essere agevolati attraverso un meccanismo di incentivazione piena – vale a dire tariffe incentivanti e ricavi dalla vendita dell'energia elettrica (tariffe di tipo Onnicomprensivo) – non hanno, allo stesso tempo, titolo a ottenere accesso agli incentivi garantiti dal meccanismo del Ritiro Dedicato.

Il Ritiro Dedicato non è pertanto compatibile con i seguenti meccanismi incentivanti:

- Scambio sul Posto;
- Tariffa Onnicomprensiva;
- D.M. 05/05/11 (quarto Conto Energia);
- D.M. 05/07/12 (quinto Conto Energia);
- D.M. 18/12/08 (incentivi alle rinnovabili differenti dal fotovoltaico);
- D.M. 06/07/12 (incentivi alle rinnovabili differenti dal fotovoltaico);
- D.M. 23/06/16 (incentivi alle rinnovabili differenti dal fotovoltaico);
- D.M. 24/12/14;
- delibera AEEG n. 570/2012/R/efr.

9.4 Prezzo riconosciuto per mezzo del Ritiro Dedicato

Il GSE ritira l'energia elettrica ceduta dai produttori della stessa energia, sotto le clausole previste dal Ritiro Dedicato e la remunera quindi secondo differenti modalità (Tab. 19).

In particolare, se l'impianto di produzione dell'energia elettrica rientra in una delle seguenti categorie:

- 1) potenza nominale $P_n < 1$ MW, alimentato da fonte rinnovabile e non incentivato;
 - 2) potenza nominale $P_n < 100$ kW, alimentato da fonte fotovoltaica e incentivato;
 - 3) potenza efficiente $P_e < 500$ kW, alimentato da fonte idroelettrica e incentivato;
- esso ha titolo all'accesso al meccanismo dei Prezzi Minimi Garantiti (PMG) [39].

In tutti gli altri casi, se l'impianto di produzione dell'energia elettrica rientra in una delle seguenti categorie:

- 1) potenza nominale $P_n < 1$ MW (esclusi i casi di cui sopra), alimentato da fonte rinnovabile e incentivato;
 - 2) potenza nominale $P_n > 1$ MW, alimentato da fonte rinnovabile, incentivato o non incentivato;
- esso ha titolo al riconoscimento del Prezzo Zonale Orario (PZO), ovvero il prezzo formato sul mercato elettrico in funzione dell'ora di immissione in rete dell'energia e della zona di mercato.

In caso di applicazione dei Prezzi Minimi Garantiti, laddove l'applicazione dei PZO si fosse invece rivelata più vantaggiosa, è previsto il riconoscimento di un congruo annuale ai produttori, onde garantire sempre la remunerazione al prezzo più vantaggioso.

Tab. 19
Condizioni di remunerazione del Ritiro Dedicato

Fonte	Tipologia	Titolarità a incentivo aggiuntivo	Potenza	Remunerazione dell'energia elettrica
Rinnovabili	Qualsiasi	NO	$P < 1$ MW	Prezzi Minimi Garantiti (PMG) possibile
Rinnovabili	PV	SI	$P < 100$ kW	Prezzi Minimi Garantiti (PMG) possibile
Rinnovabili	Idraulica	SI	$P < 500$ kW (*)	Prezzi Minimi Garantiti (PMG) possibile
Rinnovabili	Qualsiasi (ad eccezione dei casi precedenti)	SI	$P < 1$ MW	Prezzo Zonale Orario (PZO)
Rinnovabili	Qualsiasi	INDIFFERENZIATO	$P > 1$ MW	Prezzo Zonale Orario (PZO)

(*) potenza efficiente

9.5 L'opzione dei Prezzi Minimi Garantiti

Se l'impianto di produzione di energia elettrica è di piccola taglia ($P_n \leq 1$ MW) viene garantito un Prezzo Minimo Garantito ai primi 2 milioni di kWh di energia elettrica prodotta. Se il Prezzo Zonale Orario (PZO) fosse più vantaggioso del soprammenzionato Prezzo Minimo Garantito, un compenso addizionale, pari alla differenza tra i due prezzi, viene successivamente riconosciuto. I Prezzi Minimi Garantiti sono aggiornati su base annuale, a far data dal 2012, e sono stabiliti dall'Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas per ogni differente tipo di energia rinnovabile (Tabb. 20-21).

La parte di energia elettrica prodotta, che eccede il quantitativo assoggettabile a Prezzi Minimi Garantiti (2000000 di kWh), è remunerata al Prezzo Zonale Orario [13, 31, 39].

Tab. 20
Prezzi Minimi Garantiti per il 2017

Fonte	Energia elettrica ritirata su base annua [kWh/year]	Calcolo del Prezzo Minimo Garantito (delib. 618/2013/R/efr) [€/MWh]	Prezzo Minimo Garantito [€/MWh]
Eolico	$P \leq 1500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	49,0
Fotovoltaico	$P \leq 1500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	39,0
Idroelettrico	$P \leq 250000$	$PMG_{2016} - 25) * (1 + FOI_{2016}/100) + 25$	153,3
	$250000 \leq P \leq 500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	105,4
	$500000 \leq P \leq 1000000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	66,6
	$1000000 \leq P \leq 1500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	57,7
	$P \leq 1500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	51,1
Geotermico	$P \leq 2000000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	92,3
Biogas da fermentatori anaerobici, biomasse solide e biomasse liquide			
Biogas da discarica	$P \leq 1500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	49,0
Altro	$P \leq 1500000$	$PMG_{2016} * (1 + FOI_{2016}/100)$	39,0

FOI: Tasso di variazione annuale dei prezzi al consumo per le famiglie di operai e impiegati per il 2016 (rilevato da ISTAT)

FOI 2016 rispetto al 2015: -0,1%

Tab. 21
Prezzi Minimi Garantiti per il 2018

Fonte	Energia elettrica ritirata su base annua [kWh/year]	Calcolo del Prezzo Minimo Garantito (delib. 618/2013/R/efr) [€/MWh]	Prezzo Minimo Garantito [€/MWh]
Eolico	$P \leq 1500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	49,5
Fotovoltaico	$P \leq 1500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	39,4
Idroelettrico	$P \leq 250000$	$PMG_{2017} - 25) * (1 + FOI_{2017}/100) + 25$	154,7
	$250000 \leq P \leq 500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	106,3
	$500000 \leq P \leq 1000000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	67,1
	$1000000 \leq P \leq 1500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	58,1
	$P \leq 1500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	51,7
Geotermico	$P \leq 2000000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	93,3
Biogas da fermentatori anaerobici, biomasse solide e biomasse liquide			
Biogas da discarica	$P \leq 1500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	49,5
Altro	$P \leq 1500000$	$PMG_{2017} * (1 + FOI_{2017}/100)$	39,4

FOI: Tasso di variazione annuale dei prezzi al consumo per le famiglie di operai e impiegati per il 2017 (rilevato da ISTAT)

FOI 2017 rispetto al 2016: 1,1%

10 MECCANISMO DEL PREZZO UNICO NAZIONALE

10.1 Vendita al mercato

L'energia elettrica è valorizzata economicamente in base all'ora del giorno e al giorno della settimana secondo quanto stabilito da delibera dell'Autorità dell'Energia Elettrica e del Gas n. 181/06 [40] che introduce tale scansione temporale.

Le zone del Mercato Elettrico sono definite da Terna s.p.a. in accordo con i vincoli di connessione e dispacciamento che attualmente caratterizzano la rete elettrica italiana (Tab. 22).

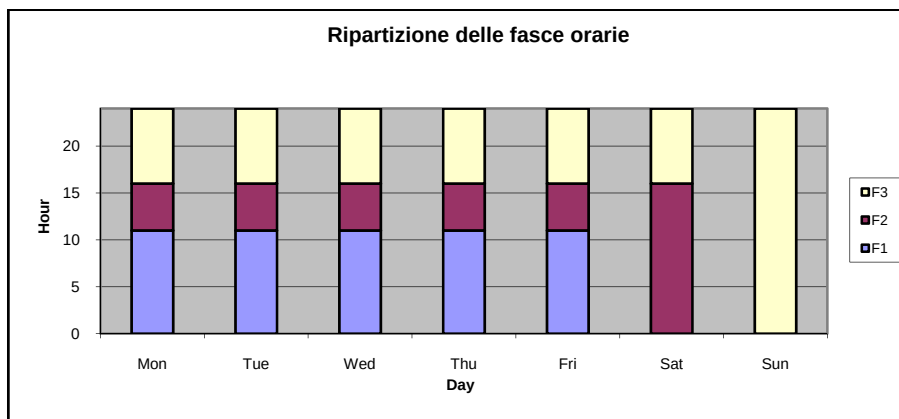


Fig. 1 - Fasce orarie nei giorni della settimana.

Tab. 22
Zone del Mercato elettrico

Zona	Regione
Nord	Valle d'Aosta, Piemonte, Liguria, Lombardia, Trentino, Veneto, Friuli Venezia Giulia, Emilia Romagna
Centro-Nord	Toscana, Umbria e Marche
Centro-Sud	Lazio, Abruzzo e Campania (esclusa sottostazione di Gissi)
Sud	Molise, Puglia, Basilicata e Calabria (inclusa sottostazione di Gissi)
Sicilia	Sicilia
Sardegna	Sardegna

Il prezzo medio mensile dell'energia elettrica è determinato come rapporto tra il totale ricavo da vendita di energia elettrica e totale quantitativo complessivo di energia elettrica, ad opera della vendita sul mercato da parte del Gestore dei Servizi Energetici (GSE), relativamente all'energia proveniente da Ritiro Dedicato.

Relativamente all'anno 2015 i dati di prezzi storici di mercato sono riportati in figure seguenti (Figg. 2-4):

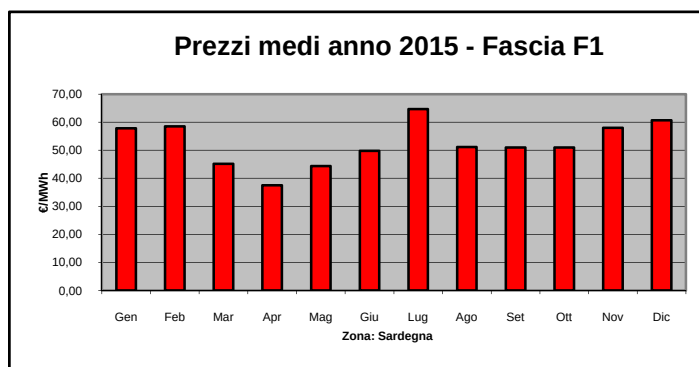


Fig. 2 - Prezzi medi anno 2015 in fascia F1.

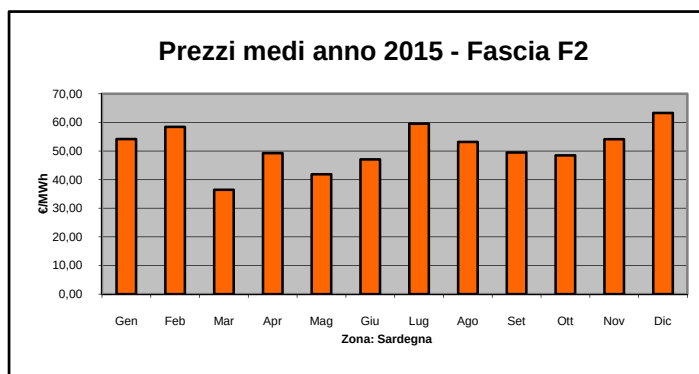


Fig. 3 - Prezzi medi anno 2015 in fascia F2.

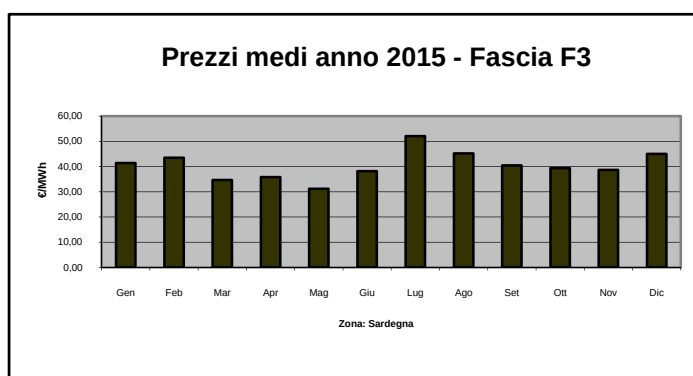


Fig. 4 - Prezzi medi anno 2015 in fascia F3.

Relativamente all'anno 2017 i dati di prezzi storici di mercato sono i seguenti (Figg. 5-7):

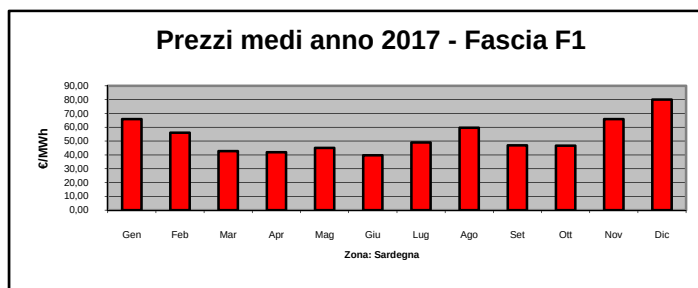


Fig. 5 - Prezzi medi anno 2017 in fascia F1.

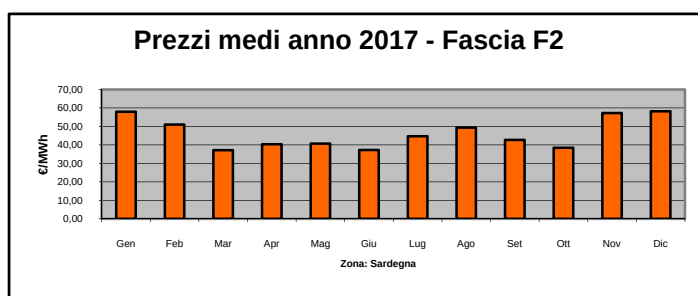


Fig. 6 - Prezzi medi anno 2017 in fascia F2.

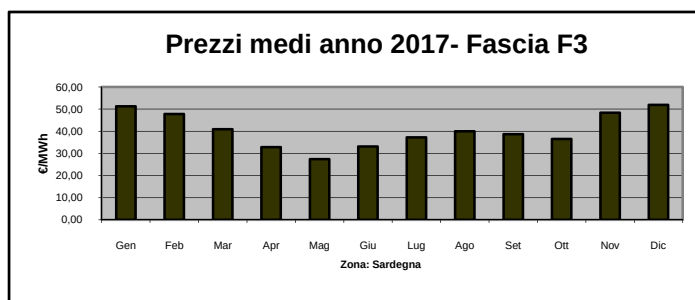


Fig. 7 - Prezzi medi anno 2017 in fascia F3.

Nel 2015, relativamente alla regione Sardegna, il prezzo fatto registrare in fascia F1 si è mantenuto nel range 37,50-64,70 €/MWh, in fascia F2 si è mantenuto nel range 36,50-63,30 €/MWh, in fascia F3 si è mantenuto nel range 31,20-52,10 €/MWh.

È interessante notare l'incremento dei prezzi nelle fasce F1 e F2 durante i mesi invernali, probabilmente dovuto a un incremento della domanda per soddisfacimento esigenze di riscaldamento, e nel mese di luglio, probabilmente dovuto a un incremento della domanda per soddisfacimento esigenze di condizionamento ambientale.

Nel 2017, relativamente alla regione Sardegna, il prezzo fatto registrare in fascia F1 si è mantenuto nel range 39,70-80,0 €/MWh, in fascia F2 si è mantenuto nel range 37,2-58,20 €/MWh, in fascia F3 si è mantenuto nel range 27,4-51,9 €/MWh.

Parimenti si rileva l'incremento generalizzato dei prezzi per le ore di punta in fascia F1 e in fascia F2, e ancora l'incremento dei prezzi relativo alle fasce F1 ed F2 durante i mesi invernali, probabilmente dovuto a un incremento della domanda per soddisfacimento esigenze di riscaldamento e nei mesi di luglio e agosto, probabilmente dovuto a soddisfacimento di esigenze di condizionamento ambientale, prezzi che seguono massimi e minimi climatici e relative oscillazioni.

Il confronto delle fasce a livello mensile mostra le oscillazioni nella formazione del prezzo nel corso dei mesi, con andamento relativamente prevedibile, dovuto a ragioni di domanda di consumo elettrico. Cionondimeno si notano varie occorrenze di violazione della regola (in seguito a ragioni contingenti e non prevedibili) – generalmente valida – secondo la quale il prezzo in fascia F1 è più elevato del prezzo in fascia F2, e il prezzo in fascia F2 è più elevato del prezzo in fascia F3.

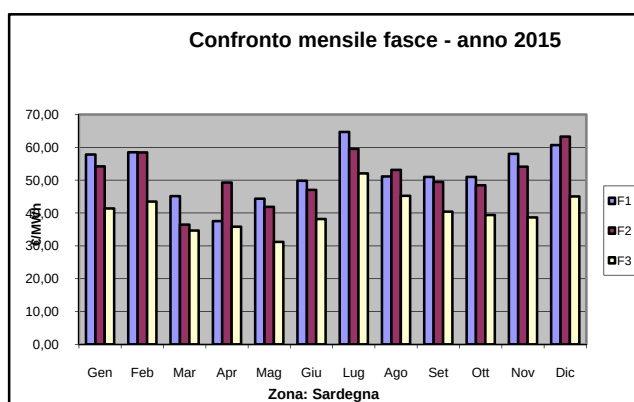


Fig. 9 - Prezzi registrati in fasce F1, F2, F3 - anno 2015.

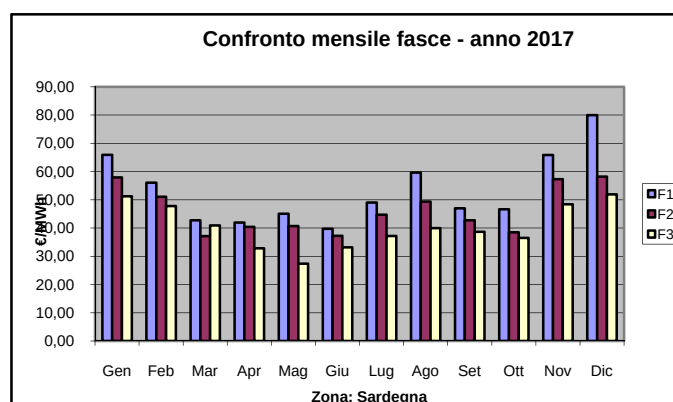


Fig. 8 - Prezzi registrati in fasce F1, F2, F3 - anno 2017.

11 SISTEMI DI ACCUMULO

Un Sistema di Accumulo elettrico è costituito da apparecchiature e loro logiche di controllo, predisposto per assorbire e immettere energia elettrica, predisposto per essere connesso in parallelo con la rete stessa in modalità permanente. L'introduzione di un sistema di accumulo comporta inevitabilmente l'alterazione in immissione e prelievo degli usuali profili di scambio con la rete elettrica.

I sistemi di accumulo possono essere facilmente accoppiati a impianti ad energia rinnovabile, al fine di immagazzinare energia nelle ore di massima producibilità, per poi rilasciarla in quelli in cui la risorsa da fonte rinnovabile non è presente (aleatorietà della fonte rinnovabile), operando quali "volani energetici". Tali sistemi sono accoppiabili a ben definite tipologie di impianti IAFR, secondo i requisiti indicati nella seguente tabella (Tab. 23):

Tab. 23 Rinnovabili e possibilità di accoppiamento con sistemi di accumulo	
Tipo	Condizioni
Solare fotovoltaico (PV)	Solo impianti incentivati
Solare termodinamico	Impianti incentivati o in richiesta di incentivazione
Rinnovabili	Impianti diversi da PV incentivati o in richiesta di incentivazione (anche in sostituzione dei CV)
Rinnovabili	Impianti soggetti al regime del Ritiro Dedicato beneficianti dei Prezzi Minimi Garantiti (se l'energia è ritirata dal GSE o compravenduta sul mercato)
CHP	In richiesta del riconoscimento di Cogeneratore ad Alto Rendimento con/senza riconoscimento dei Certificati Bianchi
Rinnovabili/non rinnovabili	Impianti soggetti al regime dello Scambio sul Posto
Rinnovabili	Impianti in richiesta di emissione della Garanzia di Origine

11.1 Comunicazione al GSE e contributo per le spese di istruttoria

La richiesta di esercizio di un Sistema di Accumulo elettrico è da effettuarsi entro 60 giorni dalla data di entrata in esercizio del sistema stesso, nei confronti del GSE da parte del soggetto responsabile dell'esercizio del medesimo. Un contratto ne regola le condizioni e la sua durata è di un anno solare.

L'erogazione degli incentivi a impianti di produzione accoppiati a Sistemi di Accumulo è autorizzata in seguito a parere favorevole emesso dal GSE, a conclusione dell'istruttoria che ne valuta la compatibilità con il sistema elettrico.

È previsto un contributo economico a copertura delle spese di istruttoria per variazione di configurazione di impianto all'interfaccia di rete e modifiche apportate, da corrispondersi al GSE (con l'esclusione di impianti la cui potenza nominale $P_n < 3$ kW). Il contributo è differenziato in base alla fonte rinnovabile e al livello di potenza dell'impianto [31] (Tab. 24).

Tab. 24 Contributo per sistemi di accumulo			
Fonte	Parte fissa [€]	Parte variabile [€/kW]	Scaglioni di potenza [kW]
Solare PV	50,0	2,0	$P < 20$
Solare PV	50,0	2,0 (sui primi 20 kW) 1,0 (sulla potenza eccedente i primi 20 kW)	$P \geq 20$ $P \geq 20$
Altre rinnovabili	50,0	-	$0 < P \leq 50$
Altre rinnovabili	90,0	-	$50 < P \leq 200$
Altre rinnovabili	300,0	-	$200 < P \leq 1000$
Altre rinnovabili	710,0	-	$1000 < P \leq 5000$
Altre rinnovabili	1150,0	-	$P > 5000$

Il corrispettivo costituito da quota fissa e quota variabile ed è distinto per *Impianti IAFR fotovoltaici (PV)* e *Impianti IAFR non fotovoltaici*. Gli scaglioni di potenza sono relativi solo ai kW installati soggetti a modifica in seguito al Sistema di Accumulo.

Gli impianti a fonti rinnovabili accoppiati a un Sistema di accumulo hanno titolo al riconoscimento degli incentivi solo quando formalmente autorizzati dal GSE a conclusione della procedura di verifica, a causa delle criticità conseguenti alla modifica nel *power flow* di rete degli usuali profili di carico al punto di immissione/prelievo.

11.2 Modalità di connessione alla rete elettrica

I sistemi di accumulo devono essere accoppiati agli impianti alimentati a energie rinnovabili in accordo con le norme CEI [41-42] che regolamentano la connessione in base al tipo di carica del sistema di accumulo e all'inserzione nello schema elettrico del sistema di accumulo stesso.

Con riferimento al flusso di energia verso il sistema di accumulo, le tipologie possono essere così differenziate:

- 1) *Sistema di Accumulo Monodirezionale*. Il sistema di accumulo può assorbire energia elettrica solo dall'impianto di produzione;
- 2) *Sistema di Accumulo Bidirezionale*. Il sistema di accumulo può assorbire energia elettrica sia dall'impianto di produzione che dalla rete, con obbligo di connessione di terzi.

Con riferimento al posizionamento del sistema di accumulo nello schema elettrico, le tipologie possono essere così differenziate:

- 1) *Sistema di Accumulo Lato Produzione*. Il sistema di accumulo è installato o nel circuito elettrico in corrente continua (eventualmente anche integrato nell'inverter) o nel circuito elettrico in corrente alternata, nella parte di impianto compresa tra l'impianto di produzione e il misuratore dell'energia elettrica prodotta.
- 2) *Sistema di Accumulo Post Produzione*. Il sistema di accumulo è installato nella parte di impianto compresa tra il misuratore dell'energia elettrica prodotta e il misuratore dell'energia elettrica prelevata e immessa.

Le Regole Tecniche pubblicate dal GSE [43] prevedono che l'installazione del sistema di accumulo segua le disposizioni sull'integrazione dello stesso con l'impianto regolamentate da Delibere AEEG specifiche per detti sistemi [44-47].

Il Sistema di Accumulo può essere accoppiato all'impianto di produzione secondo tre differenti configurazioni, diversificate in base alla modalità di carica e al posizionamento nello schema elettrico al punto di immissione/prelievo dello Sistema stesso:

- 1) configurazione tipologia a): configurazione monodirezionale lato produzione;
- 2) configurazione tipologia b): configurazione bidirezionale lato produzione;
- 3) configurazione tipologia c): configurazione bidirezionale post-produzione.

12 APPLICAZIONE AL CASO DI UN IMPIANTO IBRIDO PER LA DISSALAZIONE

Nel corso degli ultimi decenni un cambiamento climatico di proporzioni drammatiche ha enfatizzato i propri effetti in termini di riscaldamento globale, attraverso incrementi delle temperature medie stagionali e fluttuazioni imprevedibili nelle precipitazioni meteoriche. Come risultato, la disponibilità di acqua dolce per il consumo umano è diventata una delle più ambiziose sfide da affrontare sia da parte di soggetti privati che da parte di amministrazioni pubbliche.

La dissalazione di acqua marina sembra essere diventata negli ultimi anni una tappa obbligata di tale processo: l'obiettivo dovrebbe essere auspicabilmente raggiunto al fine di soddisfare i bisogni di acqua dolce degli insediamenti umani (per lo più popolazioni locali), dove sono presenti condizioni di scarsità idrica o totale carenza di questo bene primario.

Fra le molteplici opzioni di dissalazione accoppiate a tecnologie alimentate a energia rinnovabile, alcune sono più promettenti in termini di fattibilità tecnico-economica. La loro fattibilità dipende dalla disponibilità locale di fonti di energia rinnovabile e dalle particolari caratteristiche dell'acqua che deve essere trattata. Alcune opzioni si adattano meglio a grandi impianti di dissalazione, mentre altre si adattano meglio a soluzioni di piccola scala. La selezione della fonte rinnovabile dipende da numerosi fattori: innanzi tutto dal tipo e dal potenziale sfruttabile della fonte di energia rinnovabile candidata allo scopo; ma una ben definita importanza, a livello di mercato, è riservata ad altre variabili, quali il livello di potenza dell'impianto, l'infrastruttura di connessione alle reti di trasmissione, le caratteristiche dell'impianto di potenza per esigenze di regolazione, la normativa attualmente in vigore e relativa politica incentivante, la data di entrata in servizio, il tempo di vita programmato del sistema, la presenza o l'assenza di un ben definito programma di sviluppo, nel corso degli anni futuri, all'interno del Paese dove l'impianto di energia rinnovabile è localizzato.

Alcuni precedenti lavori di Marini e altri [48-51] hanno permesso di valutare vincoli ambientali, richiesta idrica, opzioni di dissalazione, requisiti di potenza e considerazioni in merito alla scelta di energia rinnovabile, con specifica attenzione all'effettiva possibilità di accoppiamento di un sistema di dissalazione a un impianto alimentato a fonte rinnovabile.

I risultati hanno dimostrato che un impianto di dissalazione alimentato a fonte rinnovabile può essere concettualmente progettato per essere esercito sia come sistema connesso alla rete, sia come sistema isolato. Pertanto, sia da un punto di vista tecnico che da un punto di vista economico, un impianto di dissalazione può essere considerato come un comune insediamento industriale, in cui operi un processo industriale alimentato da energia elettrica, e per questa ragione visto come un sistema la cui remuneratività economica deve essere valutata in accordo alle attuali condizioni del libero mercato dell'energia.

È del tutto naturale, quindi, che la principale caratteristica desiderata di tale accoppiamento sia un'operatività vantaggiosa e un payback favorevole durante il suo tempo di vita programmato.

Per le ragioni sopra esposte, la convenienza economica della tecnologia dell'impianto di dissalazione è da valutarsi allorquando vengano impiegati differenti fonti energetiche primarie come scelta energetica sostitutiva ai sistemi a olio combustibile, comunemente adottati nei Paesi del Medio Oriente. L'opzione energia rinnovabile per sistemi ibridi dipende dalla remuneratività economica raggiungibile e dalla politica regolatoria che governa la formazione del prezzo dell'energia elettrica e l'incentivazione attualmente in vigore nello specifico Paese dove l'impianto a energia rinnovabile deve essere realizzato.

Lo sviluppo progettuale, dettagliato in Allegato 1 e in Allegato 2 al presente Capitolo 3, analizza la complessa questione della valutazione della miglior scelta di energia rinnovabile, quando si prendono in considerazione l'attuale situazione degli incentivi alle rinnovabili e le relative tariffe. Pertanto l'attenzione è stata focalizzata su energia rinnovabile e relativa regolamentazione applicata in Italia, con particolare riferimento all'energia eolica, quale fonte primaria selezionata per alimentare sistemi ibridi di dissalazione. La promozione e gli incentivi riservati all'energia

rinnovabile da fonte eolica sono applicati in conformità al contesto legislativo che garantisce un'architettura di facilitazioni per gli investitori in energia verde e relativi operatori.

Le politiche incentivanti in Italia risalgono alla liberalizzazione del mercato dell'energia elettrica [52], quando il produttore di energia elettrica è stato posto in condizione di investire nel business della *power generation*. Tale nuovo modo di considerare l'energia elettrica – un bene commerciale in confronto alla vecchia opposta visione di un bene pubblico, volto a soddisfare necessità primarie (e per questa ragione assoggettato alla precedente politica di nazionalizzazione della produzione, completata negli anni Sessanta del secolo scorso) – va di pari passo col bisogno di prendere in considerazione, quando si opera all'interno di un mercato deregolamentato, tutti quei complessi aspetti inerenti la formazione del prezzo dell'energia elettrica e il suo ritiro, e pertanto inerenti il payback economico dell'investimento nell'impianto.

Il D.Lgs. 79/99 [1] ha di fatto liberalizzato il mercato dell'energia elettrica e ha introdotto tutti gli attuali operatori istituzionali del mercato. La Legge n. 10/91 [53] ha definito, su base regolamentata, ben identificate fonti rinnovabili (solare, eolica, idroelettrica, geotermica, moto ondoso, biomassa), al fine di riservare loro tariffe incentivanti, priorità di dispacciamento [54, 55], e un iter autorizzativo agevolato, quando assoggettate alle procedure autorizzative (le rinnovabili godono della caratteristica di essere qualificate con l'attributo di “interesse pubblico” e “indifferibili ed urgenti”). Il D.Lgs. n. 387/03 [2] è stato il primo passo in direzione della politica incentivante alle rinnovabili che ha avuto luogo negli anni successivi.

Lo sviluppo progettuale prende quindi in considerazione vari attori che costituiscono il nocciolo del mercato libero dell'energia e agiscono come soggetti di interfaccia nei confronti dei produttori da fonti rinnovabili: Borsa Elettrica, Gestore dei Mercati Elettrici (GME), Gestore dei Servizi Energetici (GSE), con specifici compiti e ruoli definiti nell'attività di compravendita dell'energia elettrica, e relative sessioni di mercato, nonché attività di contrattazione.

La convenienza di alimentare impianti di dissalazione tramite rinnovabili è analizzata prendendo in considerazione meccanismi incentivanti quali: Certificati Verdi, loro procedure di emissione e verifica e loro evoluzione all'interno della normativa, quota obbligatoria di energia rinnovabile da soddisfarsi da parte dei produttori/importatori, promozione e incentivo alle rinnovabili, qualifica da rilasciarsi agli impianti alimentati a fonti rinnovabili, certificazioni di origine per l'energia rinnovabile.

Varie opzioni di consegna alla rete sono prese in considerazione in relazione alla fonte rinnovabile prescelta e all'effettiva possibilità di vendere l'energia agli utenti della rete: livello di potenza e connesse opzione di vendita, meccanismi di vendita diretta tramite contratti bilaterali tra operatori energetici o vendita diretta al mercato attraverso la Borsa Elettrica, meccanismi di vendita indiretta attraverso il Ritiro Dedicato e relative tariffe, meccanismi dello Scambio sul Posto e relative tariffe, meccanismi di vendita indiretta attraverso tariffe onnicomprensive e relative tariffe, meccanismi di vendita diretta per mezzo del Prezzo Zonale Orario (PZO).

I vincoli sopra descritti sono inseriti in un modello per simulare l'esercizio dell'impianto di dissalazione, alimentato da fonte eolica, e più specificatamente un impianto a osmosi inversa, alimentato da sistemi eolici, che lavora in un sito costiero del Mediterraneo. I vari componenti dell'impianto ibrido sono modellizzati nel loro funzionamento e, del sistema ibrido, sono calcolati il rendimento, i costi di investimento e di esercizio. La performance energetica ed economica è valutata per una possibile realizzazione in zone della Sardegna, caratterizzate da particolari fabbisogni e criticità idriche, mantenendo il focus in particolare sulla politica regolatoria di dispacciamento, cioè sul mercato dell'energia, oltre che sulle caratteristiche tecniche.

13 ELABORAZIONE PROGETTUALE DEL CASO

Lo sviluppo progettuale di impianti ibridi per dissalazione alimentati a energia eolica, da realizzarsi in zone insulari costiere del Mediterraneo (Sardegna), è presentato in dettaglio in Allegato 1 e in Allegato 2 al presente Capitolo 3.

Gli Allegati sono relativi a due differenti località e a due differenti momenti temporali, caratterizzati da vigenza di differenti normative incentivanti.

L'Allegato 1 riporta uno sviluppo progettuale ipotizzato in zona adiacente la località Porto Ferro, in territorio di Alghero (provincia di Sassari), con calcoli eseguiti secondo normativa antecedente il D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28. L'Allegato 2 riporta uno sviluppo progettuale ipotizzato in zona adiacente la località Cala La Reale, in territorio dell'isola dell'Asinara (provincia di Sassari), con calcoli eseguiti secondo normativa successiva al D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28.

I risultati (per i quali si rimanda al corpus progettuale e relative conclusioni) mostrano come la vigenza del precedente meccanismo incentivante (Allegato 1) garantiva una remuneratività pressoché assicurata per ogni scelta di dispacciamento della produzione elettrica. Al contrario, la vigenza del nuovo e attuale meccanismo incentivante (Allegato 2) presenta alcune criticità e, non offrendo la garanzia di una remuneratività assicurata, obbliga il progettista a un'attenta valutazione a priori delle scelte contrattuali da effettuarsi con il gestore della rete, in merito alla parziale o totale cessione della produzione elettrica alla rete stessa o al suo autoconsumo in situ.

14 CONCLUSIONI

L'analisi e la valutazione economica della risorsa energetica primaria da fonte rinnovabile sono di particolare pregnanza nello scenario attuale del mercato libero dell'energia in Italia, al fine di valutare correttamente il vantaggio di alimentare impianti di dissalazione di acqua marina, posti in zone costiere, tramite tali fonti energetiche. Specifica attenzione è da dedicarsi alla fonte eolica per la disponibilità della risorsa stessa.

Lo studio dei vari step, che hanno contraddistinto la politica incentivante alle energie rinnovabili, mostra come, dopo un primo periodo di politica particolarmente favorevole, introdotta con il D.Lgs. 16/3/1999, n. 79 e il D.Lgs. 29/12/2003, n. 387 [1-2], e relative regolamentazioni successive, la politica di sostegno alle energie rinnovabili è stata costantemente modificata, al fine di ridurre l'incentivazione e riallineare, in termini di competitività delle stesse, tali fonti a quelle convenzionali.

In aggiunta a quanto sopra, va osservato che una costante azione di modifica, nel corso degli anni, all'incentivazione delle fonti rinnovabili, ha necessariamente introdotto un livello di incertezza nei ritorni attesi sull'investimento necessario al loro sfruttamento, tale da condizionare le aspettative di payback del produttore di energia elettrica, laddove si consideri una vita media degli impianti valutabile attorno ai 20-30 anni.

Per queste ragioni, e considerando i benefici economici analizzati, appare evidente come i produttori di energia elettrica, o le compagnie impegnate in progetti di dissalazione di acqua potabile, debbano primariamente basare la loro analisi di payback, e le susseguenti politiche di investimento, su requisiti di taglia e di capacità produttive richieste dal processo stesso, indipendentemente dalla fonte energetica utilizzata.

È, infatti, il livello di potenza da interconnettere in rete, secondo quanto stabilito dalle attuali regolamentazioni di interconnessione, a determinare l'effettivo accesso a specifiche forme di incentivo, così come a specifiche formulazioni contrattuali (energia elettrica ritirata e compensata economicamente dal Gestore dei Servizi Energetici (GSE) o, alternativamente, attraverso la vendita diretta nella Borsa Elettrica dell'energia).

Si è altresì mostrato come piccoli impianti alimentati a energia rinnovabile sono candidabili a essere incentivati, ma l'entità dell'incentivo è fortemente interdipendente dal tipo di fonte rinnovabile interessata e il meccanismo di calcolo è anch'esso funzione dei prezzi storici e delle quantità di energia scambiate sul mercato negli anni precedenti. In aggiunta a ciò, leggi e regolamenti sono in costante mutamento. D'altra parte, è da rilevare, inoltre, che i grandi impianti alimentati a fonte rinnovabile sono ormai esclusi dalle politiche di incentivazione, e la loro profittabilità, dal punto di vista della vendita della energia elettrica prodotta, è fortemente dipendente dal meccanismo di domanda/offerta di formazione del prezzo sulla Borsa Elettrica

stessa. In tale contesto il prezzo è variabile in relazione all'ora di ogni singolo giorno dell'anno. Per questa ragione, l'analisi di profittabilità per un progetto da sviluppare può essere basata soltanto su dati storici di produzione, influenzati sicuramente dall'incertezza introdotta dalla incostanza temporale dovuta all'aleatorietà della fonte medesima e da questa fatta registrare nelle serie storiche temporali.

Come conseguenza delle sopradette considerazioni, pare ovvio che la migliore strategia progettuale, anche in caso di alimentazione con fonti rinnovabili, resti l'identificazione del livello di potenza assorbita dall'impianto in fase di progetto, così come scaturisce dall'analisi del fabbisogno del processo industriale (dissalazione). Nella medesima fase di progetto, i vincoli tecnici e le logiche operative (a servizio del processo stesso) devono essere definite a un opportuno livello di dettaglio. Una volta definito questo passaggio, i costi di investimento e i costi di O&M possono essere valutati per l'impianto di produzione di energia elettrica, così come possono essere identificate la migliore risorsa rinnovabile e le opzioni di dispacciamento per il surplus di energia generata al mercato elettrico, risultando ciò in una previsione di profittabilità più accurata per investitori/produttori di energia elettrica.

BIBLIOGRAFIA

- [1] D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79: *Attuazione della direttiva 96/92/CE recante norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica*, in G.U. 31/3/1999, n. 75, S.O.
- [2] D.Lgs. 29 dicembre 2003, n. 387: *Attuazione della direttiva 2001/77/CE relativa alla promozione dell'energia elettrica prodotta da fonti energetiche rinnovabili nel mercato interno dell'elettricità*, in G.U. 31/1/2004, n. 25, S.O.
- [3] Dir. 27 settembre 2001, n. 2001/77/CE: *Direttiva del Parlamento europeo e del Consiglio sulla promozione dell'energia elettrica prodotta da fonti energetiche rinnovabili nel mercato interno dell'elettricità*, in G.U.U.E. 27/10/2001, L 283.
- [4] D.Lgs. 3 aprile 2006, n. 152: *Norme in materia ambientale*, in G.U. 14/4/2006, n. 88, S.O.
- [5] L. 29 novembre 2007, n. 222: *Conversione in legge, con modificazioni, del decreto-legge 1° ottobre 2007, n. 159, recante interventi urgenti in materia economico-finanziaria, per lo sviluppo e l'equità sociale*, in G.U. 30/11/2007, n. 279, S.O.
- [6] D. Lgs. 3 marzo 2011, n. 2: *Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE*, in G.U. 28/03/2011 n. 71, S. O. n. 81.
- [7] D.M. 5 luglio 2012: *Attuazione dell'art. 25 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28, recante incentivazione della produzione di energia elettrica da impianti solari fotovoltaici (c.d. Quinto Conto Energia)*, in G.U.S.G. 10/07/2012, n.159, S.O., n. 143.
- [8] D.M. 24 ottobre 2005: *Direttive per la regolamentazione dell'emissione dei certificati verdi alle produzioni di energia di cui all'articolo 1, comma 71, della L. 23 agosto 2004, n. 239*, in G.U. 14/11/2005, n. 265, S.O.
- [9] D.M. 21 dicembre 2007: *Approvazione delle procedure per la qualificazione di impianti a fonti rinnovabili e di impianti a idrogeno, celle a combustibile e di cogenerazione abbinata al teleriscaldamento ai fini del rilascio dei certificati verdi*, in G.U. 19/01/2008, n. 16, S.O.
- [10] D.M. 18 dicembre 2008: *Incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, ai sensi dell'articolo 2, comma 150, della legge 24 dicembre 2007, n. 244*, in G.U. 02/01/2009, n. 1, S.O.
- [11] Delib. AEEG ARG/elt 1/09: *Attuazione dell'articolo 2, comma 153, della legge n. 244/07 e dell'articolo 20 del decreto ministeriale 18 dicembre 2008, in materia di incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili tramite la tariffa fissa onnicomprensiva e di scambio sul posto*.
- [12] Delib. AEEG ARG/elt 127/10: *Modifiche e integrazioni alle deliberazioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 6 novembre 2007, n. 280/07, 3 giugno 2008, ARG/elt 74/08 e 8 gennaio 2009, ARG/elt 1/09 ai fini della validazione commerciale degli impianti di produzione di energia elettrica che accedono ai regimi di ritiro dedicato, scambio sul posto e ritiro a tariffa fissa onnicomprensiva*.
- [13] Delib. AEEG n. 280/07: *Modalità e condizioni economiche per il ritiro dell'energia elettrica ai sensi dell'articolo 13, commi 3 e 4 del decreto legislativo 29 dicembre 2003, n. 387 e dell'articolo 1, comma 41 della legge 23 agosto 2004, n. 239*.
- [14] Delib. AEEG ARG/elt 74/08: *Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto (TISP)*.
- [15] Delib. AEEG ARG/elt 186/09: *Modifiche delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto derivanti dall'applicazione della legge n. 99/09*.
- [16] Dir. 26 giugno 2003 n. 2003/54/CE: *Direttiva del Parlamento europeo e del Consiglio relativa a norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica e che abroga la direttiva 96/92/CE - Dichiarazioni riguardanti lo smantellamento di impianti e le attività di gestione dei rifiuti*, in G.U.U.E. 15/07/2003, L. 176.

- [17] Delib. AEEG ARG/elt 99/08: *Testo integrato delle condizioni tecniche ed economiche per la connessione alle reti elettriche con obbligo di connessione di terzi degli impianti di produzione di energia elettrica (TICA).*
- [18] Delib. AEEG n. 89/07: *Condizioni tecnico economiche per la connessione di impianti di produzione di energia elettrica alle reti elettriche con obbligo di connessione di terzi a tensione nominale minore o uguale a 1kV.*
- [19] Delib. AEEG ARG/elt 33/08: *Condizioni tecniche per la connessione alle reti di distribuzione dell'energia elettrica a tensione nominale superiore a 1 kV.*
- [20] Delib. AEEG n. 348/07: *Testo integrato delle disposizioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas per l'erogazione dei servizi di trasmissione, distribuzione e misura dell'energia elettrica per il periodo di regolazione 2008-2011 e disposizioni in materia di condizioni economiche per l'erogazione del servizio di connessione (TIT).*
- [21] Delib. AEEG n. 88/07: *Disposizioni in materia di misura dell'energia elettrica prodotta da impianti di generazione.*
- [22] Delib. AEEG n. ARG/elt 150/08: *Ulteriori disposizioni in materia di misura dell'energia elettrica prodotta da impianti di generazione e in materia di misura dell'energia elettrica prodotta e immessa da impianti di produzione Cip n. 6/92, in G.U. 12/11/08, n. 265.*
- [23] L. 24 dicembre 2007, n. 244: *Disposizioni per la formazione del bilancio annuale e pluriennale dello Stato (legge finanziaria 2008), in G.U. 28/12/2007, n. 300, S.O.*
- [24] L. 23 luglio 2009, n. 99: *Disposizioni per lo sviluppo e l'internazionalizzazione delle imprese, nonché in materia di energia, in G.U. 31/07/2009, n. 176, S.O.*
- [25] Dir. 23 aprile 2009 n. 2009/28/CE: *Direttiva del Parlamento europeo e del Consiglio relativa alla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE, in G.U.U.E. 05/06/2009, L 140.*
- [26] D. M. 6 luglio 2012: *Attuazione dell'art. 24 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28, recante incentivazione della produzione di energia elettrica da impianti a fonti rinnovabili diversi dai fotovoltaici, in G.U.S.G. 10/07/2012, n. 159, S. O. n. 143.*
- [27] D.M. 24 ottobre 2005: *Aggiornamento delle direttive per l'incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili ai sensi dell'articolo 11, comma 5, del D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79, in G.U. 14/11/2005, n. 265, S.O.*
- [28] D.M. 31 luglio 2009: *Criteri e modalità per la fornitura ai clienti finali delle informazioni sulla composizione del mix energetico utilizzato per la produzione dell'energia elettrica fornita, nonché sull'impatto ambientale della produzione, in G.U. 25/8/2009, n. 961, S.O.*
- [29] Delib. AEEG ARG/elt 104/11: *Condizioni per promuovere la trasparenza dei contratti di vendita ai clienti finali di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili.*
- [30] D.M. 23 giugno 2016: *Incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili diverse dal fotovoltaico, in G.U. 29/06/2016, Serie Generale n. 150.*
- [31] D.M. 24 dicembre 2014: *Approvazione delle tariffe per la copertura dei costi sostenuti dal Gestore servizi energetici Gse Spa per le attività di gestione, verifica e controllo, inerenti i meccanismi di incentivazione e di sostegno delle fonti rinnovabili e dell'efficienza energetica, ai sensi dell'articolo 25 del decreto-legge 24 giugno 2014, n. 91, convertito, con modificazioni, dalla legge 11 agosto 2014, n. 116, in G.U. 31/12/2014, n. 302.*
- [32] D.M. 28 luglio 2005: *Criteri per l'incentivazione della produzione di energia elettrica mediante conversione fotovoltaica della fonte solare, in G.U. 05/08/2005, n. 181.*
- [33] Delib. AEEG n. 188/05: *Definizione del soggetto attuatore e delle modalità per l'erogazione delle tariffe incentivanti degli impianti fotovoltaici, in attuazione dell'articolo 9 del decreto del Ministro delle attività produttive, di concerto con il Ministro dell'ambiente e della tutela del territorio, 28 luglio 2005, in G.U. 07/10/2005, n. 234.*
- [34] D.M. 6 febbraio 2006: *Criteri per l'incentivazione della produzione di energia elettrica mediante conversione fotovoltaica della fonte solare, in G.U. 15/02/2006, n. 38.*

- [35] D.M. 19 febbraio 2007: *Criteri e modalità per incentivare la produzione di energia elettrica mediante conversione fotovoltaica della fonte solare*, in attuazione dell'articolo 7 del decreto legislativo 29 dicembre 2003, n. 387, in G.U. 23/02/2007, Serie Generale n. 45.
- [36] D.M. 6 agosto 2010: *Incentivazione della produzione di energia elettrica mediante conversione fotovoltaica della fonte solare*, in G.U. 24/08/2010, n. 197.
- [37] D.M. 5 maggio 2011: *Incentivazione della produzione di energia elettrica da impianti solari fotovoltaici*, in G.U. 12/05/2011, Serie Generale n. 109.
- [38] Delib. AEEG 570/2012/R/efr: *Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per l'erogazione del servizio di scambio sul posto: condizioni per l'anno 2013*.
- [39] Delib. AEEG n. 618/2013/R/efr: *Definizione del valore dei prezzi minimi garantiti per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili di potenza fino a 1 MW per i quali è consentito l'accesso al ritiro dedicato*.
- [40] Delib. AEEG n. 181/06: *Aggiornamento delle fasce orarie con decorrenza 1 gennaio 2007*, in G.U. 11/09/06, n. 211.
- [41] Norma CEI 0-16: *Regola tecnica di riferimento per la connessione di utenti attivi e passivi alle reti AT ed MT delle imprese distributrici di energia elettrica, e varianti* (ed. 2016).
- [42] Norma CEI 0-21: *Regola tecnica di riferimento per la connessione di utenti attivi e passivi alle reti BT delle imprese distributrici di energia elettrica* (ed. 2016).
- [43] Regole tecniche GSE: *Regole tecniche per l'attuazione delle disposizioni relative all'integrazione di sistemi di accumulo di energia elettrica nel sistema elettrico nazionale, ai sensi della deliberazione 574/2014/R/eel e s.m.i.*, in GSE 15/06/17.
- [44] Delib. AEEG 574/2014/R/eel: *Disposizioni relative all'integrazione dei sistemi di accumulo di energia elettrica nel sistema elettrico nazionale*.
- [45] Delib. AEEG 642/2014/R/eel: *Ulteriori disposizioni relative all'installazione e all'utilizzo dei sistemi di accumulo. Disposizioni relative all'applicazione delle Norme CEI 0-16 e CEI 0-21*.
- [46] Delib. AEEG 360/2015/R/eel: *Proroga in merito all'obbligatorietà dei ritardi nell'attivazione di alcune funzioni previste per la generazione distribuita*.
- [47] Delib. AEEG 786/2016/R/eel: *Tempistiche per l'applicazione delle nuove disposizioni previste dalla norma CEI 0-16 e dalla nuova edizione della norma CEI 0-21 relative agli inverter, ai sistemi di protezione di interfaccia e alle prove per i sistemi di accumulo*.
- [48] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Water supply from marine source and governance modelling for integrating alternative technologies and the coastal territory in harmony with landscape constraints*, in Atti del IV Simposio Internazionale "Il monitoraggio Costiero del Mediterraneo: problematiche e tecniche di misura", Livorno, 12-14 giugno 2012, pp. 69-76.
- [49] E. CASTI, M. MARINI, *Energetic and environmental assessments about the possible use of different intake systems for desalination plants*, in Proceedings of Fifth International Symposium "Monitoring of mediterranean coastal areas: problems and measurement techniques", Livorno (Italy), 17-18-19 June 2014, pp. 411-421.
- [50] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Sustainable desalination: integration of power supply with renewable energy sources*, in "Renewable Energy and Power Quality Journal", 13 (2015), pp. 272-277.
- [51] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *A multicriteria analysis as decision-making tool for sustainable desalination: the Asinara island case study*, in "Desalination and Water Treatment", 61 (2017), pp. 274-283.
- [52] D.M. 19 dicembre 2003: *Approvazione del testo integrato della disciplina del mercato elettrico*, in G.U. 30/12/2003, n. 301, S.O.
- [53] L. 9 gennaio 1991, n. 10/91: *Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia*, in G.U. 16/01/1991, n. 13.

- [54] Delib. AEEG n. 111/06: *Condizioni per l'erogazione del pubblico servizio di dispacciamento dell'energia elettrica sul territorio nazionale e per l'approvvigionamento delle relative risorse su base di merito economico, ai sensi degli articoli 3 e 5 del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79.*
- [55] Delib. AEEG ARG/elt 107/09: *Approvazione del Testo Integrato delle disposizioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas in ordine alla regolazione delle partite fisiche ed economiche del servizio di dispacciamento (TIS) comprensivo di modalità per la determinazione delle partite economiche insorgenti dalle rettifiche ai dati di misura con modifiche alla deliberazione n. 111/06.*

ALLEGATI

PREMESSA AGLI ALLEGATI

Nella seguente sezione sono riportati due allegati progettuali di sviluppo con calcolo tecnico-economico sulla fattibilità tecnico-economica di impianto ibrido eolico al servizio di processo di dissalazione di acqua marina.

Le fonti bibliografiche – 2 casi distinti di ipotesi progettuali nell'isola della Sardegna – sono riportate ai rispettivi paragrafi di riferimento.

L'Allegato 1 è riferito a uno sviluppo progettuale ipotizzato in zona adiacente la località Porto Ferro, in territorio di Alghero (provincia di Sassari).

I calcoli sono stati eseguiti ex normativa ante D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28 (decreto di profonda riforma dell'incentivazione del settore, norma che ha segnato l'inizio di una progressiva riduzione dei meccanismi incentivanti alle fonti rinnovabili, ai fini di gradualmente stimolarne l'autonoma competitività economica sul mercato elettrico).

La progettazione svolta sulla base del precedente meccanismo incentivante denota uno scenario favorevole.

L'Allegato 2 è riferito a uno sviluppo progettuale ipotizzato in zona adiacente la località Cala La Reale, in territorio dell'isola dell'Asinara (provincia di Sassari).

I calcoli sono stati eseguiti ex normativa post D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28.

La progettazione svolta sulla base del successivo meccanismo incentivante denota uno scenario meno favorevole e con alcune criticità.

PROGETTO DI UN IMPIANTO IBRIDO PER DISSALAZIONE OPZIONE ALIMENTAZIONE: WIND POWER LOCALITÀ ALGHERO (SS)

ALLEGATO 1

Calcoli eseguiti ex normativa ante D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28
precedente meccanismo incentivante - scenario favorevole

A.1 INTRODUZIONE

Nel presente studio si vuole indagare la fattibilità tecnico-economica in termini di ritorno dell'investimento di un progetto di impianto eolico per la dissalazione di acqua marina [1-10].

L'impianto in questione^{*1} è proposto nella zona adiacente Porto Ferro, in territorio di Alghero (provincia di Sassari), su una striscia di terreno costiero orientata in direzione da sud sud-ovest a nord nord-est. È costituito da una wind farm, composta da un numero di turbine eoliche variabile tra 8 e 12, disposte in linea retta, la cui produzione di energia elettrica alimenta una batteria di 12 dissalatori, basati sul principio di funzionamento dell'osmosi inversa [12-13].

A.2 CARATTERISTICHE DEL PROGETTO

La velocità media del vento nel sito varia da 4,4 m/s a 5,5 m/s.

Sono proposte tre tipologie di turbine eoliche compatibili con il numero di macchine installabili e le esigenze di produzione di energia registrate:

- Vestas 660;
- NEG-Micon 750;
- BWU 1000.

La batteria di dissalatori è costituita da unità TONKAFLO™ funzionanti in accoppiamento con un sistema di recupero di energia utilizzando turbine HTB-60™.

Sono, altresì previsti:

- una linea di prelievo di acqua dal mare;
- una linea di trasporto di acqua dissalata dall'impianto al bacino di stoccaggio;
- una linea di scarico di acqua salmastra residua.

La movimentazione dell'acqua lungo tali linee è ottenuta tramite 2 pompe aggiuntive, eroganti rispettivamente una potenza dell'ordine di 24 kW, per il pompaggio dell'acqua dal mare all'impianto, e di 56 kW il pompaggio dell'acqua dalla unità di dissalazione al bacino.

I valori di funzionamento dei componenti dell'impianto sono stati ottenuti dai cataloghi dei rispettivi produttori [11].

* Cfr. G.CROCE, M.MARINI, *Energetical, environmental and economical feasibility analysis of a wind powered desalination plant in Sardinia*, in *Proceedings of the 2002 World Wind Energy Conference and Exhibition*, Berlin (D), July 2002.

A.3 CONSUMI IDRICI IN ALGHERO

Il dettaglio dei dati di consumo idrico e della ripartizione dei valori è riportato in tabella A.3.1.

A.4 RICOSTRUZIONE DEL PROFILO DI VELOCITÀ DEL VENTO

Il dettaglio della ricostruzione del profilo di velocità del vento è riportato nelle tabelle A.4.1 e A.4.2.

Per il calcolo si è utilizzata la legge di potenza per il profilo verticale del vento quasi stazionario, che utilizza un esponente α determinato secondo Spera e Richards².

A.5 RICOSTRUZIONE CURVE DI POTENZA E DI C_p DELLE TURBINE

Il dettaglio della ricostruzione delle curve di potenza e di C_p delle turbine è riportato nelle tabelle A.5.1, A.5.2 e A.5.3 e nei grafici A.5.1, A.5.2, A.5.3, A.5.4, A.5.5 e A.5.6.

A.6 RICOSTRUZIONE POTENZA MEDIA MENSILE

Il dettaglio della ricostruzione³ della potenza media mensile delle turbine è riportato in tabella A.6.1.

A.7 RICOSTRUZIONE DATI DI PRODUZIONE MENSILE DI ENERGIA

Il dettaglio della ricostruzione della produzione media mensile di energia elettrica delle turbine è riportato in tabella A.7.1.

A.8 RICOSTRUZIONE DATI DI PRODUZIONE ANNUALE DI ENERGIA

Il dettaglio della ricostruzione della produzione media annuale di energia elettrica delle turbine è riportato in tabella A.8.1.

A.9 ELEMENTI COSTITUTIVI DELL'IMPIANTO

Il dettaglio dei dati di prestazione degli elementi costitutivi dell'impianto⁴ sono riportati nelle tabelle A.9.1 e A.9.2.

A.10 VALORI DI FUNZIONAMENTO DELL'IMPIANTO

Il dettaglio del calcolo dei valori di funzionamento dell'impianto⁵⁻¹¹ su base mensile sono riportati nelle tabelle A.10.1-A.10.12.

A.11 BILANCIO ELETTRICO

Il dettaglio del calcolo dei valori di bilancio elettrico dell'impianto su base mensile sono riportati nelle tabelle A.11.1-A.11.5.

Sono evidenziati valori di potenza ed energia generate ed assorbite.

Sono considerati i casi di cessione completa alla rete della potenza e dell'energia prodotte, ipotizzando l'assenza di unità di dissalazione, e quello di cessione alle rete delle eccedenze di produzione di potenza e di energia, nel principio di funzionamento del massimo numero possibile, compatibilmente con la potenza e l'energia generate, di unità di dissalazione.

A.12 BILANCIO IDRICO

Il dettaglio del calcolo dei valori di bilancio idrico dell'impianto su base mensile sono riportati nelle tabelle A.12.1-A.12.5.

Sono evidenziati valori di confronto tra il fabbisogno registrato e la potenzialità di soddisfacimento dell'impianto¹²⁻¹³.

A.13 COSTI DI INVESTIMENTO

Il dettaglio del calcolo dei valori di costi di investimento e di manutenzione dell'impianto su base annuale¹⁴ sono riportati nelle tabelle A.13.1.

A.14 CONTRIBUTI IN CONTO CAPITALE

Il dettaglio del calcolo dei contributi in conto capitale a copertura parziale dei costi sostenuti per l'investimento è riportato nella tabella A.14.1.

Sono altresì riportate le agevolazioni riconoscibili all'energia da fonte rinnovabile prodotta dall'impianto.

A.15 PREZZO DI CESSIONE DELL'ENERGIA ELETTRICA NON DIFFERENZIATO PER FASCE ORARIE PER CESSIONE COMPLETA

Il dettaglio del calcolo del ricavo da cessione completa dell'energia elettrica prodotta, sulla base del prezzo riconosciuto non differenziato per fasce orarie, è riportato nella tabella A.15.1.

Sono altresì riportate le agevolazioni riconoscibili all'energia da fonte rinnovabile prodotta dall'impianto.

A.16 PREZZO DI CESSIONE DELL'ENERGIA ELETTRICA DIFFERENZIATO PER FASCE ORARIE PER CESSIONE DELLE ECCEDENZE

Il dettaglio del calcolo del ricavo da cessione dell'energia elettrica prodotta, per impianto di tipo B che cede le eccedenze, è riportato nella tabella A.16.4.

Al fine della determinazione del ricavo da cessione è stato necessario il calcolo preventivo della ripartizione della tipologia di fascia oraria nell'arco della giornata relativamente a ogni mese dell'anno, della ripartizione media della tipologia di fascia oraria rispetto al totale di ore nel mese e

della ripartizione media della tipologia di cessione mensile. Il dettaglio del calcolo delle ripartizioni suddette è riportato nelle tabelle A.16.1, A.16.2, A.16.3.

A.17 PREZZO DI CESSIONE DELL'ENERGIA ELETTRICA DIFFERENZIATO PER FASCE ORARIE PER CESSIONE DELLE ECCEDENZE

Il dettaglio del calcolo del ricavo da cessione delle eccedenze dell'energia elettrica prodotta, con riconoscimento del prezzo calcolato nel rispetto del decreto n. 387/03, è riportato nelle tabelle A.17.9, A.17.10 e A.17.11.

Il dettaglio del calcolo del ricavo da cessione completa dell'energia elettrica prodotta, con riconoscimento del prezzo calcolato nel rispetto del decreto n. 387/03, è riportato nelle tabelle A.17.12, A.17.13 e A.17.14.

Al fine della determinazione del ricavo da cessione è stata necessaria la ricostruzione preventiva della ripartizione giornaliera della tipologia di fascia oraria nell'arco dell'anno. Il dettaglio è riportato nelle tabelle A.17.1-A.17.4. È stato, altresì, necessario il calcolo della ripartizione della tipologia di fascia oraria rispetto al totale di ore nel mese e della ripartizione media della tipologia di cessione mensile. Il dettaglio del calcolo delle ripartizioni suddette è riportato nella tabella A.17.5 e nelle tabelle A.17.6, A.17.7 e A.17.8.

A.18 CERTIFICATI VERDI

Il dettaglio del calcolo del ricavo da vendita dei certificati verdi, sulla base del prezzo di riferimento indicato dal GRTN per l'anno 2002 e per l'anno 2004, è riportato nelle tabelle A.18.1, A.18.2, A.18.3 e A.18.4.

A.19 ATTUALIZZAZIONE

I valori di computazione descritti nei paragrafi A.13-A.18 e nelle relative tabelle descrittive non sono stati attualizzati al ventesimo anno di vita media dell'impianto.

La scelta è dovuta al fatto che, a fronte di un tasso ufficiale di riferimento assunto pari al 2%, l'indice dei prezzi alla produzione, al settembre 2004, è pari all'1,8%, se calcolato sui 12 mesi, e pari al 2,2% se calcolato sui primi 9 mesi del 2004. L'indice dei prezzi al consumo nazionale per l'intera collettività, al settembre 2004, è pari al 2% (al netto dei tabacchi).

Pertanto, considerando il valore minimo e il valore massimo dell'indice dei prezzi alla produzione, l'errore che si commette non attualizzando i valori di computazione è dell'ordine del -2% e del 2% nell'arco di 20 anni, ed è pertanto trascurabile.

A.20 BILANCIO GLOBALE INVESTIMENTO

Il dettaglio del calcolo dei valori di bilancio globale dell'investimento sono riportati nelle tabelle A.20.1, A.20.2, A.20.3 e A.20.4.

A.21 CONCLUSIONI

L'analisi svolta su un caso reale di progettazione di impianto ibrido per dissalazione di acqua marina nella zona adiacente Porto Ferro, in territorio di Alghero (provincia di Sassari), alla luce della normativa (ante D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28) regolante il dispacciamento e la vendita dell'energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile (eolico), relativamente al periodo 2002-2004, conduce alle conclusioni di seguito esposte.

A.21.1 Considerazioni su cessione di eccedenze di produzione di energia elettrica e vendita di acqua

Nel caso di cessione di eccedenze di produzione di energia elettrica e vendita di acqua, in riferimento a una vita temporale utile dell'impianto pari a 20 anni, il bilancio è così riassumibile:

- soluzione con 12 unità Vestas 660: € 8332683;
- soluzione con 12 unità Neg Micon 750: € 7161070;
- soluzione con 8 unità BWU 1000: € 6137440.

A.21.2 Considerazioni su cessione completa di produzione di energia elettrica

Nel caso di cessione completa, in riferimento a una vita temporale utile dell'impianto pari a 20 anni, il bilancio è così riassumibile:

- soluzione con 12 unità Vestas 660: € 8654439;
- soluzione con 12 unità Neg Micon 750: € 7831239;
- soluzione con 8 unità BWU 1000: € 7284496.

A.21.3 Considerazioni di confronto

Il confronto tra le due soluzioni mostra un bilancio sempre comunque positivo, che garantisce la remuneratività dell'iniziativa in entrambi i casi.

La seconda tipologia di cessione garantisce un surplus di redditività, rispetto alla prima tipologia di cessione, pari a:

- soluzione con 12 unità Vestas 660: 3,86%;
- soluzione con 12 unità Neg Micon 750: 9,36%;
- soluzione con 8 unità BWU 1000: 18,69%.

ALLEGATO 1

TABELLE E GRAFICI

Tabella A.3.1

Consumi idrici Alghero						
Anno	Trimestre	Trimestre	Trimestre	Trimestre	Media su tre mesi	Totale anno
	Gen-Mar 10 ⁶ m ³	Apr-Giu 10 ⁶ m ³	Lug-Set 10 ⁶ m ³	Ott-Dic 10 ⁶ m ³	10 ⁶ m ³	10 ⁶ m ³
1996	2,20	2,17	2,26	1,91	2,14	8,54
1997	2,10	2,40	2,86	3,13	2,62	10,49
1998	3,11	3,15	3,28	3,26	3,20	12,80
1999	2,26	2,06	3,67	2,22	2,55	10,21
2000	2,13	2,07	2,62	2,58	2,35	9,40
2001	3,26	3,00	3,31	3,15	3,18	12,72
Media Trimestre	2,51	2,48	3,00	2,71		
Media 6 anni					2,67	

Tabella A.4.1

Esponente empirico Alfa del gradiente di vento			
Aree costiere con vento dal mare			
Zeta zero [m]	Da 0,0001	a 0,001	
Z0 [m]	0,0005		
Alfa zero			
A0	0,138		
Alfa	Vel riferimento	Alt riferimento	
A	U_rif	Z_rif	
	[m/s]	[m]	
Gennaio	0,084	5,1	10
Febbraio	0,082	5,5	10
Marzo	0,084	5,1	10
Aprile	0,086	4,9	10
Maggio	0,088	4,5	10
Giugno	0,088	4,5	10
Luglio	0,088	4,5	10
Agosto	0,088	4,5	10
Settembre	0,089	4,4	10
Ottobre	0,089	4,4	10
Novembre	0,086	4,8	10
Dicembre	0,084	5,1	10

Tabella A.4.2

Legge di potenza per profilo verticale													
Altezza dal suolo	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese	Mese
[m]	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Ottobre	Novembre	Dicembre	
[m]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
1	4,20	4,56	4,20	4,02	3,67	3,67	3,67	3,67	3,58	3,58	3,94	4,20	
2	4,45	4,82	4,45	4,27	3,90	3,90	3,90	3,90	3,81	3,81	4,18	4,45	
3	4,61	4,98	4,61	4,42	4,05	4,05	4,05	4,05	3,95	3,95	4,33	4,61	
4	4,72	5,10	4,72	4,53	4,15	4,15	4,15	4,15	4,05	4,05	4,44	4,72	
5	4,81	5,20	4,81	4,62	4,23	4,23	4,23	4,23	4,14	4,14	4,52	4,81	
6	4,89	5,27	4,89	4,69	4,30	4,30	4,30	4,30	4,20	4,20	4,59	4,89	
7	4,95	5,34	4,95	4,75	4,36	4,36	4,36	4,36	4,26	4,26	4,65	4,95	
8	5,00	5,40	5,00	4,81	4,41	4,41	4,41	4,41	4,31	4,31	4,71	5,00	
9	5,05	5,45	5,05	4,86	4,46	4,46	4,46	4,46	4,36	4,36	4,76	5,05	
10	5,10	5,50	5,10	4,90	4,50	4,50	4,50	4,50	4,40	4,40	4,80	5,10	
11	5,14	5,54	5,14	4,94	4,54	4,54	4,54	4,54	4,44	4,44	4,84	5,14	
12	5,18	5,58	5,18	4,98	4,57	4,57	4,57	4,57	4,47	4,47	4,88	5,18	
13	5,21	5,62	5,21	5,01	4,61	4,61	4,61	4,61	4,50	4,50	4,91	5,21	
14	5,25	5,65	5,25	5,04	4,64	4,64	4,64	4,64	4,53	4,53	4,94	5,25	
15	5,28	5,69	5,28	5,07	4,66	4,66	4,66	4,66	4,56	4,56	4,97	5,28	
16	5,31	5,72	5,31	5,10	4,69	4,69	4,69	4,69	4,59	4,59	5,00	5,31	
17	5,33	5,74	5,33	5,13	4,72	4,72	4,72	4,72	4,61	4,61	5,02	5,33	
18	5,36	5,77	5,36	5,15	4,74	4,74	4,74	4,74	4,64	4,64	5,05	5,36	
19	5,38	5,80	5,38	5,18	4,76	4,76	4,76	4,76	4,66	4,66	5,07	5,38	
20	5,41	5,82	5,41	5,20	4,78	4,78	4,78	4,78	4,68	4,68	5,10	5,41	
21	5,43	5,84	5,43	5,22	4,81	4,81	4,81	4,81	4,70	4,70	5,12	5,43	
22	5,45	5,87	5,45	5,24	4,82	4,82	4,82	4,82	4,72	4,72	5,14	5,45	
23	5,47	5,89	5,47	5,26	4,84	4,84	4,84	4,84	4,74	4,74	5,16	5,47	
24	5,49	5,91	5,49	5,28	4,86	4,86	4,86	4,86	4,76	4,76	5,18	5,49	
25	5,51	5,93	5,51	5,30	4,88	4,88	4,88	4,88	4,77	4,77	5,19	5,51	
26	5,53	5,95	5,53	5,32	4,90	4,90	4,90	4,90	4,79	4,79	5,21	5,53	
27	5,55	5,97	5,55	5,33	4,91	4,91	4,91	4,91	4,81	4,81	5,23	5,55	
28	5,56	5,98	5,56	5,35	4,93	4,93	4,93	4,93	4,82	4,82	5,25	5,56	
29	5,58	6,00	5,58	5,37	4,94	4,94	4,94	4,94	4,84	4,84	5,26	5,58	
30	5,59	6,02	5,59	5,38	4,96	4,96	4,96	4,96	4,85	4,85	5,28	5,59	
31	5,61	6,03	5,61	5,40	4,97	4,97	4,97	4,97	4,87	4,87	5,29	5,61	
32	5,63	6,05	5,63	5,41	4,99	4,99	4,99	4,99	4,88	4,88	5,31	5,63	
33	5,64	6,06	5,64	5,43	5,00	5,00	5,00	5,00	4,89	4,89	5,32	5,64	
34	5,65	6,08	5,65	5,44	5,01	5,01	5,01	5,01	4,91	4,91	5,33	5,65	
35	5,67	6,09	5,67	5,45	5,03	5,03	5,03	5,03	4,92	4,92	5,35	5,67	
36	5,68	6,11	5,68	5,47	5,04	5,04	5,04	5,04	4,93	4,93	5,36	5,68	
37	5,69	6,12	5,69	5,48	5,05	5,05	5,05	5,05	4,94	4,94	5,37	5,69	
38	5,71	6,13	5,71	5,49	5,06	5,06	5,06	5,06	4,96	4,96	5,39	5,71	
39	5,72	6,15	5,72	5,51	5,08	5,08	5,08	5,08	4,97	4,97	5,40	5,72	
40	5,73	6,16	5,73	5,52	5,09	5,09	5,09	5,09	4,98	4,98	5,41	5,73	
41	5,74	6,17	5,74	5,53	5,10	5,10	5,10	5,10	4,99	4,99	5,42	5,74	
42	5,76	6,18	5,76	5,54	5,11	5,11	5,11	5,11	5,00	5,00	5,43	5,76	
43	5,77	6,20	5,77	5,55	5,12	5,12	5,12	5,12	5,01	5,01	5,44	5,77	
44	5,78	6,21	5,78	5,56	5,13	5,13	5,13	5,13	5,02	5,02	5,45	5,78	
45	5,79	6,22	5,79	5,57	5,14	5,14	5,14	5,14	5,03	5,03	5,47	5,79	
46	5,80	6,23	5,80	5,58	5,15	5,15	5,15	5,15	5,04	5,04	5,48	5,80	
47	5,81	6,24	5,81	5,59	5,16	5,16	5,16	5,16	5,05	5,05	5,49	5,81	
48	5,82	6,25	5,82	5,60	5,17	5,17	5,17	5,17	5,06	5,06	5,50	5,82	
49	5,83	6,26	5,83	5,61	5,18	5,18	5,18	5,18	5,07	5,07	5,51	5,83	
50	5,84	6,27	5,84	5,62	5,19	5,19	5,19	5,19	5,08	5,08	5,52	5,84	
51	5,85	6,28	5,85	5,63	5,20	5,20	5,20	5,20	5,09	5,09	5,52	5,85	
52	5,86	6,29	5,86	5,64	5,21	5,21	5,21	5,21	5,10	5,10	5,53	5,86	
53	5,87	6,30	5,87	5,65	5,21	5,21	5,21	5,21	5,11	5,11	5,54	5,87	
54	5,88	6,31	5,88	5,66	5,22	5,22	5,22	5,22	5,11	5,11	5,55	5,88	
55	5,89	6,32	5,89	5,67	5,23	5,23	5,23	5,23	5,12	5,12	5,56	5,89	
56	5,90	6,33	5,90	5,68	5,24	5,24	5,24	5,24	5,13	5,13	5,57	5,90	
57	5,91	6,34	5,91	5,69	5,25	5,25	5,25	5,25	5,14	5,14	5,58	5,91	
58	5,91	6,35	5,91	5,70	5,26	5,26	5,26	5,26	5,15	5,15	5,59	5,91	
59	5,92	6,36	5,92	5,70	5,26	5,26	5,26	5,26	5,15	5,15	5,59	5,92	
60	5,93	6,37	5,93	5,71	5,27	5,27	5,27	5,27	5,16	5,16	5,60	5,93	
61	5,94	6,38	5,94	5,72	5,28	5,28	5,28	5,28	5,17	5,17	5,61	5,94	
62	5,95	6,39	5,95	5,73	5,29	5,29	5,29	5,29	5,18	5,18	5,62	5,95	
63	5,96	6,39	5,96	5,74	5,30	5,30	5,30	5,30	5,18	5,18	5,63	5,96	
64	5,96	6,40	5,96	5,74	5,30	5,30	5,30	5,30	5,19	5,19	5,63	5,96	
65	5,97	6,41	5,97	5,75	5,31	5,31	5,31	5,31	5,20	5,20	5,64	5,97	

Tabella A.5.1

NEG Micon 750			
Velocità del vento [m/s]	Potenza [kW]	Cp	
	3,48	4,41	0,094
	4,01	16,68	0,231
	4,50	33,79	0,332
	4,99	50,41	0,363
	5,50	68,23	0,367
	6,01	89,77	0,370
	6,51	122,10	0,396
	7,00	159,10	0,415
	7,50	198,70	0,421
	7,99	247,40	0,434
	8,48	294,30	0,432
	9,01	347,60	0,425
	9,49	393,40	0,412
	9,98	446,20	0,402
	10,49	499,40	0,387
	10,97	543,80	0,369
	11,47	591,50	0,351
	11,99	640,20	0,332
	12,49	680,50	0,312
	13,00	712,40	0,290
	13,49	735,50	0,268
	13,99	751,90	0,246
	14,50	767,50	0,225
	14,97	774,60	0,207
	15,47	774,20	0,187
	16,01	769,20	0,168
	16,52	761,10	0,151
	17,03	749,70	0,136
	17,51	735,10	0,123
	17,99	715,50	0,110
	18,62	706,30	0,098
	18,94	697,20	0,092
	19,44	692,90	0,084
	19,95	683,30	0,077
	20,45	652,80	0,068
	25,00	0,00	0,000
	26,00	0,00	0,000
	27,00	0,00	0,000
	28,00	0,00	0,000
	29,00	0,00	0,000
	30,00	0,00	0,000

Grafico A.5.1

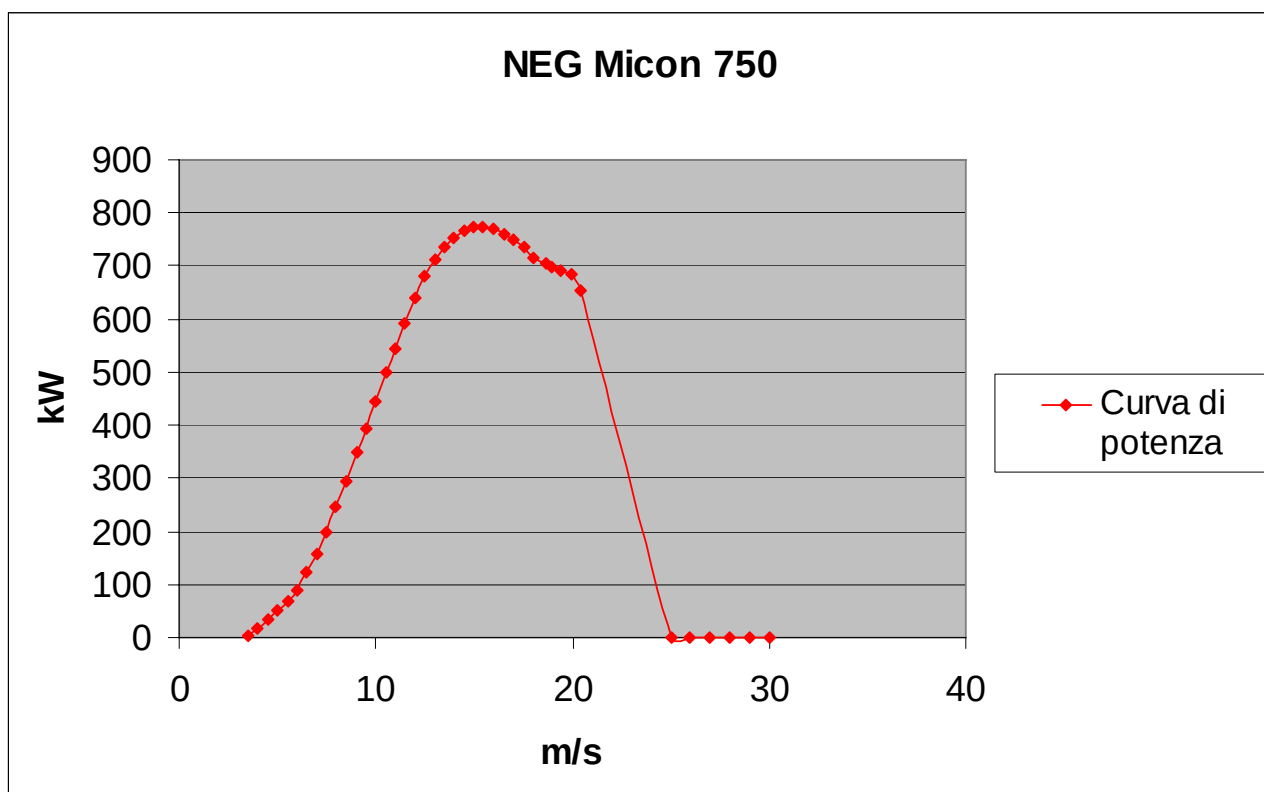


Grafico A.5.2

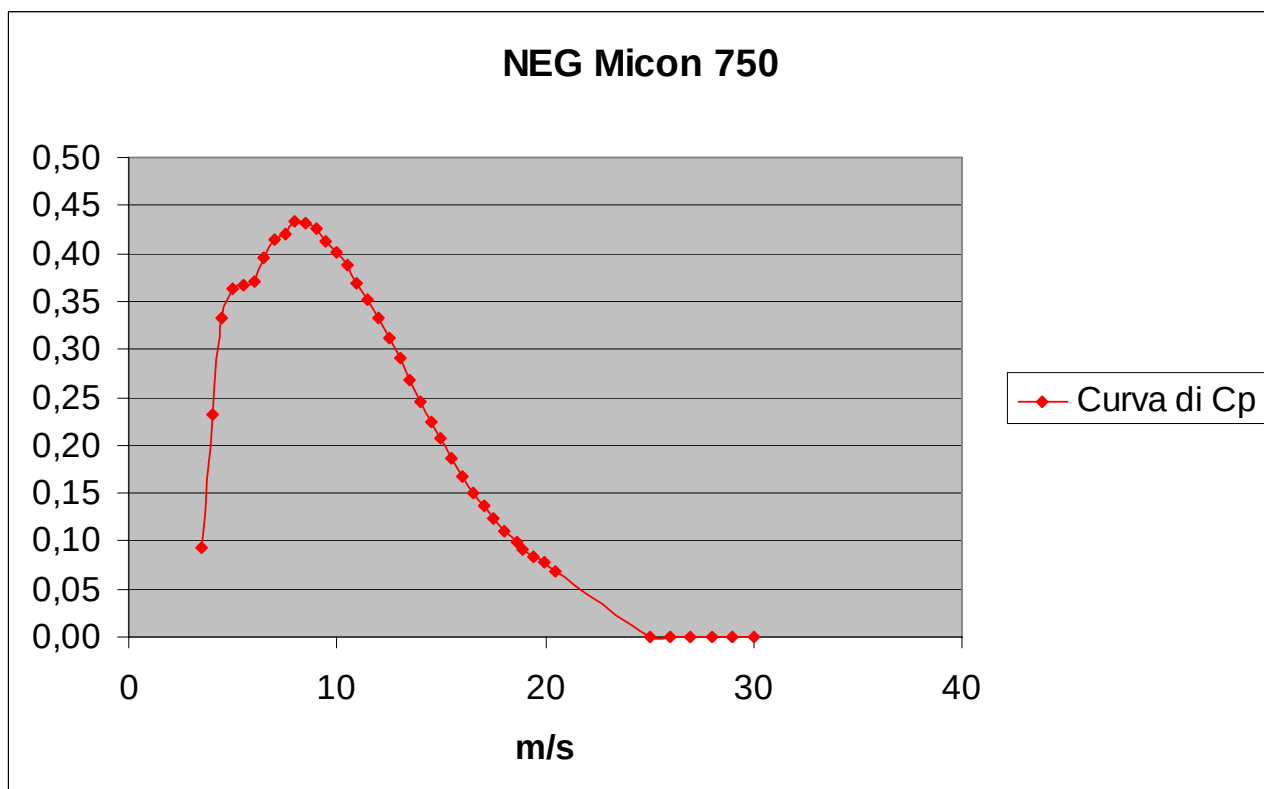


Tabella A.5.2

Vestas 660			
Velocità del vento [m/s]	Potenza [kW]	Cp	
	3,03	1,18	0,040
	3,51	5,28	0,115
	4,01	19,13	0,279
	4,51	33,92	0,348
	5,02	52,56	0,391
	5,50	72,07	0,408
	6,00	93,28	0,406
	6,50	118,30	0,405
	7,01	156,90	0,429
	7,51	196,50	0,437
	7,99	239,10	0,441
	8,51	284,70	0,435
	8,99	327,50	0,424
	9,49	380,30	0,419
	10,00	425,40	0,400
	10,49	468,20	0,382
	11,02	514,00	0,361
	11,46	549,70	0,344
	11,95	587,60	0,324
	12,44	614,70	0,300
	12,92	630,90	0,275
	13,46	647,30	0,250
	14,02	654,20	0,223
	14,48	658,40	0,204
	14,97	659,70	0,185
	15,43	660,30	0,169
	16,09	661,30	0,149
	16,48	661,40	0,139
	17,01	661,40	0,126
	17,52	661,30	0,116
	18,11	661,40	0,105
	20,00	0,00	0,000
	21,00	0,00	0,000
	22,00	0,00	0,000
	23,00	0,00	0,000
	24,00	0,00	0,000
	25,00	0,00	0,000

Grafico A.5.3

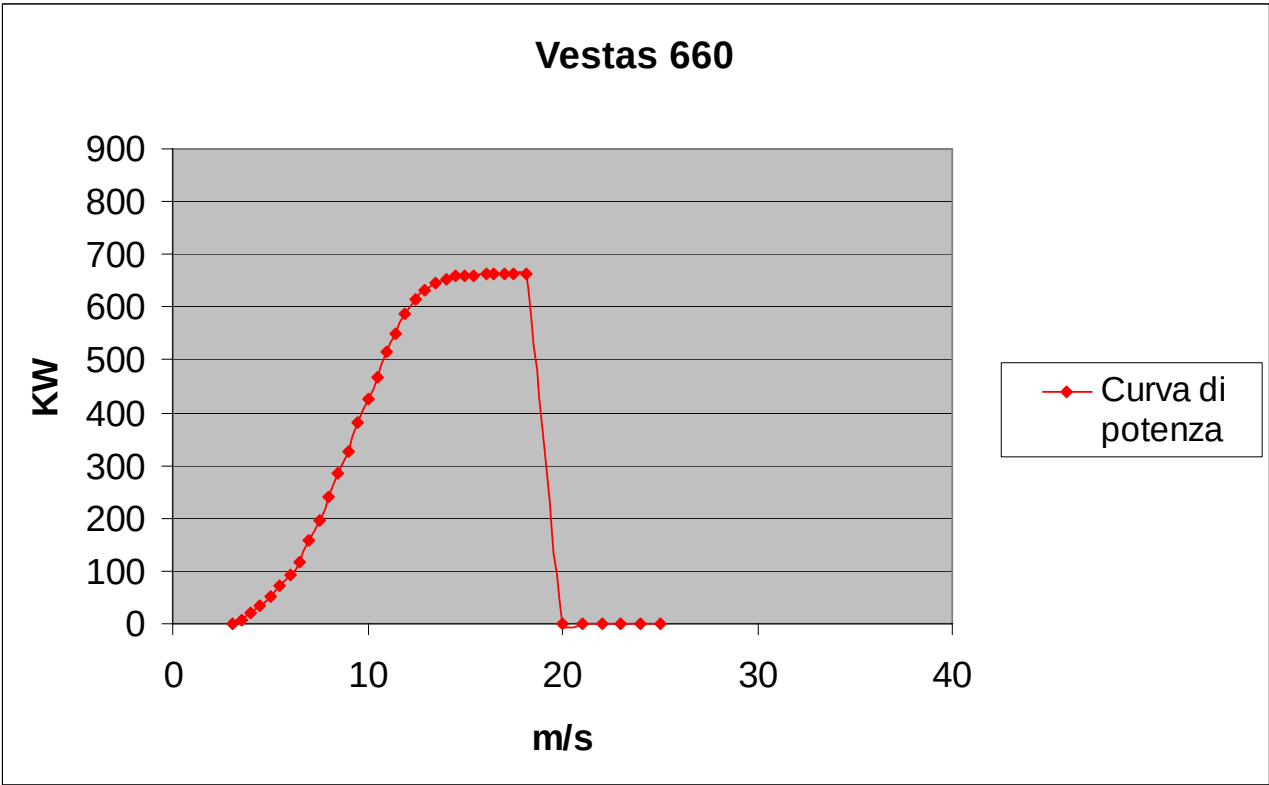


Grafico A.5.4

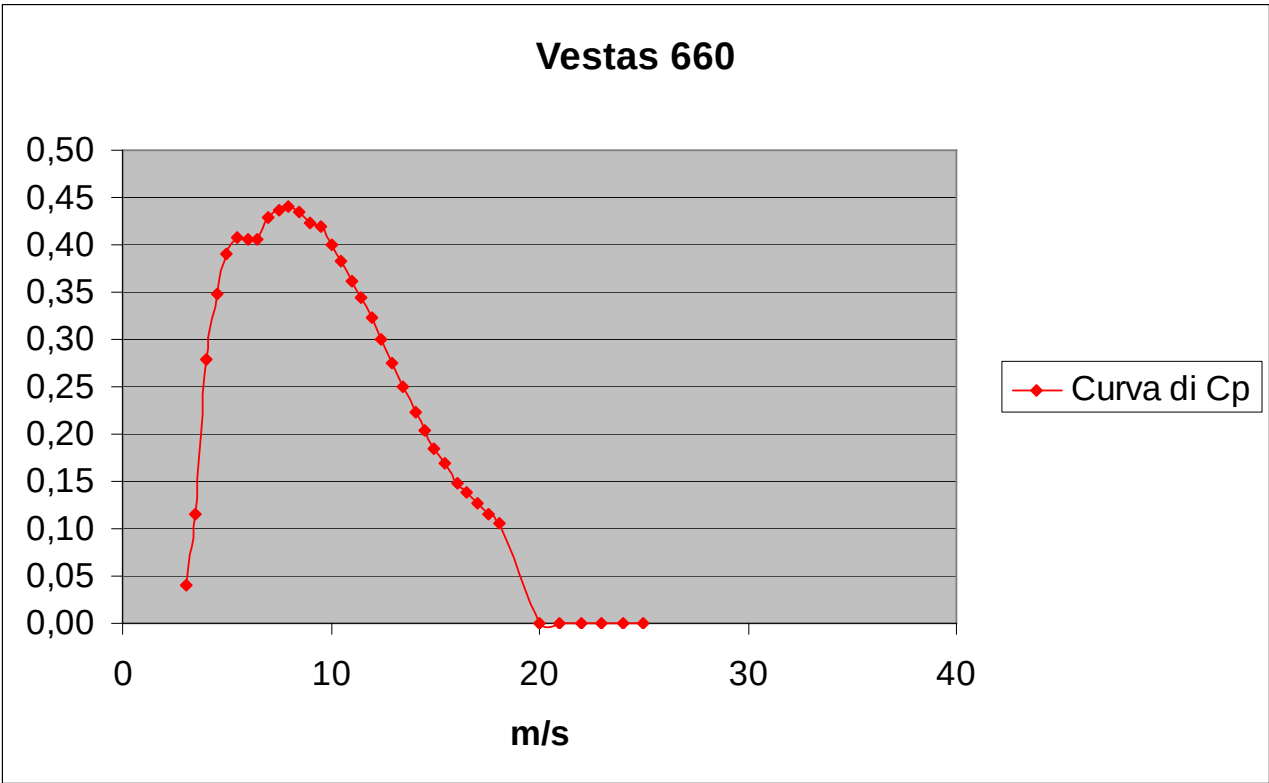


Tabella A.5.3

BWU 1000			
Velocità del vento [m/s]	Potenza [kW]	Cp	
	3,49	0,63	0,095
	3,94	7,15	0,075
	4,42	34,48	0,255
	5,07	73,38	0,360
	5,52	99,24	0,377
	6,03	125,40	0,366
	6,55	162,80	0,371
	7,01	199,20	0,370
	7,50	250,20	0,379
	7,98	315,80	0,398
	8,49	386,70	0,404
	8,99	457,90	0,403
	9,46	541,70	0,409
	10,00	625,10	0,400
	10,46	697,20	0,390
	11,01	795,40	0,381
	11,50	878,10	0,369
	12,01	948,00	0,350
	12,50	991,20	0,325
	12,97	1004,00	0,294
	13,50	1016,00	0,264
	13,98	1026,00	0,240
	14,48	1024,00	0,216
	15,02	1020,00	0,193
	15,48	1021,00	0,176
	16,01	1017,00	0,159
	16,47	1017,00	0,146
	17,06	1007,00	0,130
	17,48	1004,00	0,120
	17,99	1002,00	0,110
	18,47	1002,00	0,102
	19,01	1005,00	0,094
	19,56	1003,00	0,085
	20,08	1001,00	0,079
	20,51	1002,00	0,074
	21,01	1005,00	0,069
	21,45	1005,00	0,065
	25,00	0,00	0,000
	26,00	0,00	0,000
	27,00	0,00	0,000
	28,00	0,00	0,000
	29,00	0,00	0,000
	30,00	0,00	0,000

Grafico A.5.5

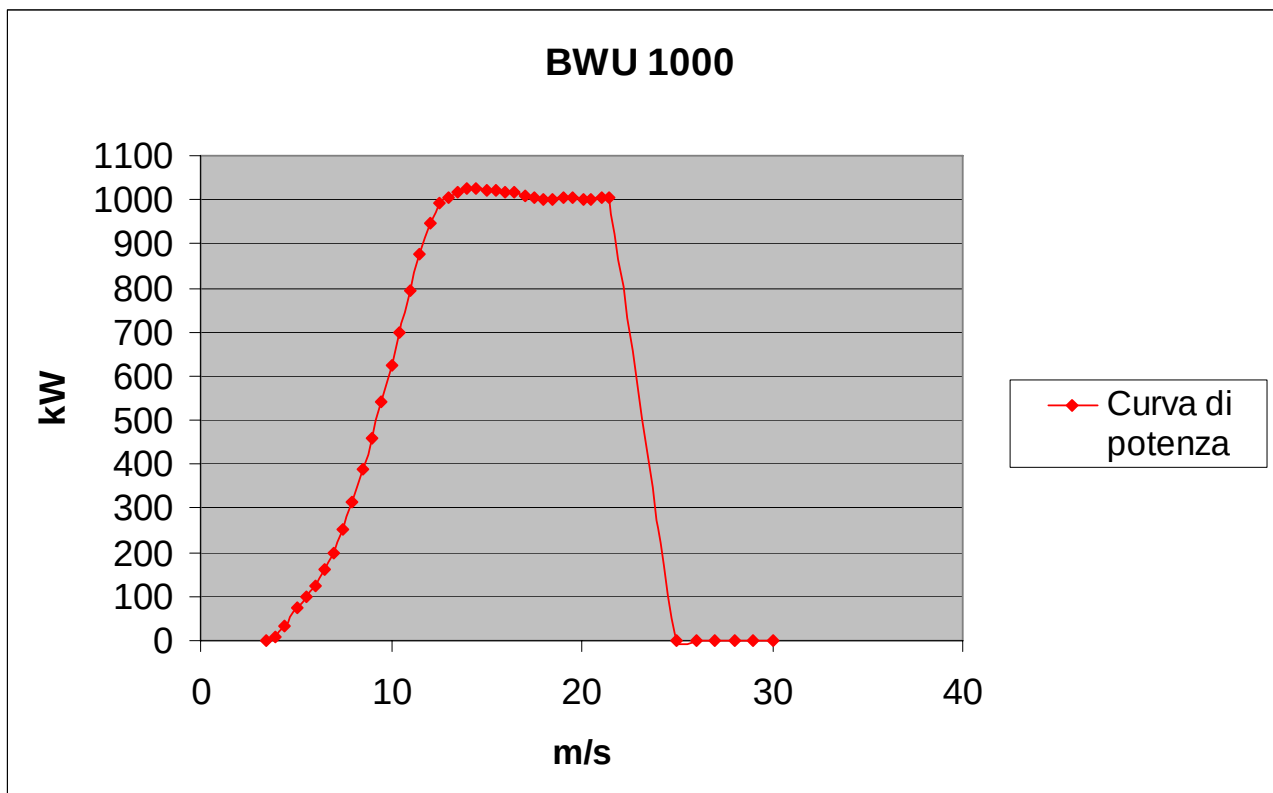


Grafico A.5.6

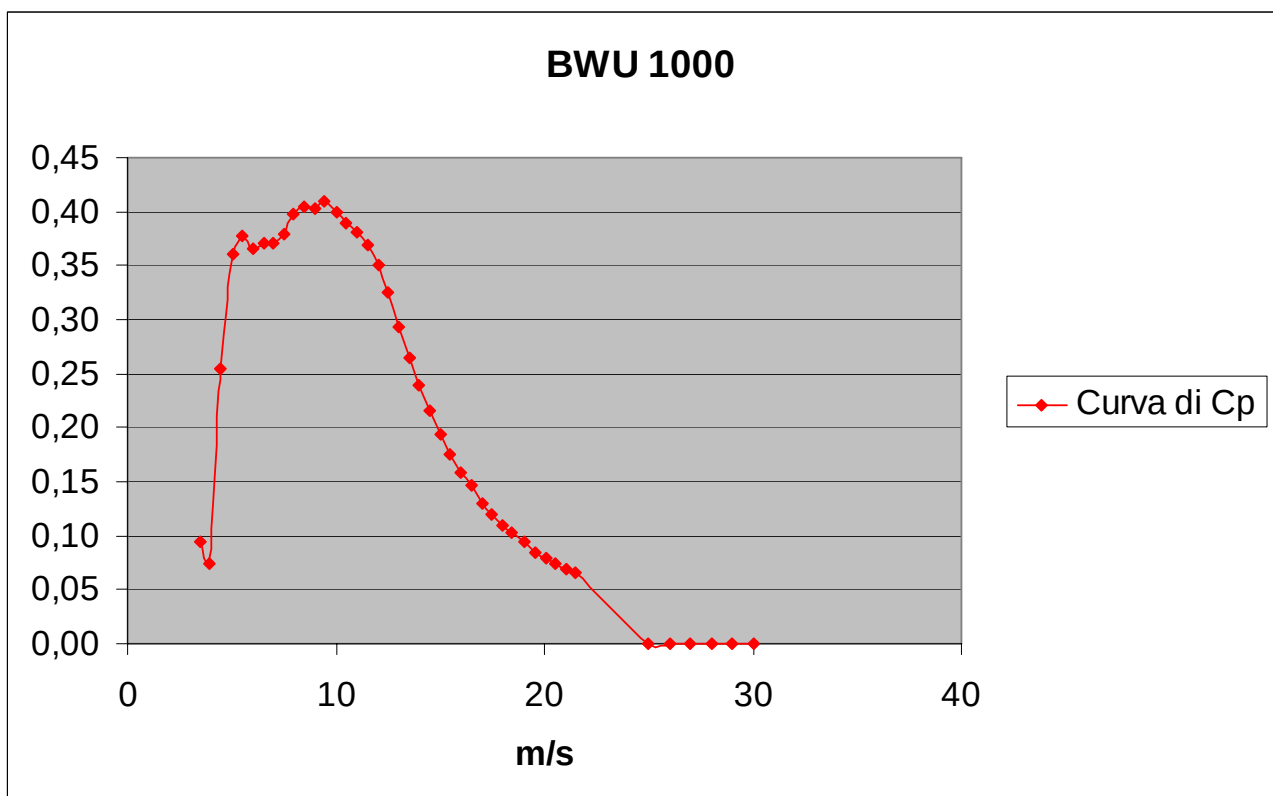


Tabella A.6.1

Potenza media mensile turbine							
	Neg Mikon 750			Vestas 660		BWU 1000	
H mozzo [m]	55			55		60	
	Velocità [m/s]	Potenza [kW]		Velocità [m/s]	Potenza [kW]	Velocità [m/s]	Potenza [kW]
Gennaio	5,89	84,62		5,89	88,53	5,93	120,34
Febbraio	6,32	110,00		6,32	109,44	6,37	149,72
Marzo	5,89	84,62		5,89	88,53	5,93	120,34
Aprile	5,67	75,40		5,67	79,27	5,71	109,10
Maggio	5,23	58,86		5,23	61,17	5,27	85,01
Giugno	5,24	59,16		5,24	61,51	5,27	85,01
Luglio	5,23	58,86		5,23	61,17	5,27	85,01
Agosto	5,23	58,86		5,23	61,17	5,27	85,01
Settembre	5,12	55,03		5,12	56,71	5,16	78,67
Ottobre	5,12	55,03		5,12	56,71	5,16	78,67
Novembre	5,56	70,79		5,56	74,64	5,60	103,47
Dicembre	5,89	84,62		5,89	88,53	5,93	120,34

Tabella A.7.1

Potenza media e produzione media mensili turbine						
	Prod. Gen MWh/mese	GG Gen	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Gen m/s	
Vestas 660	65,9	31	2,12	0,089		5,10
Nec-Micon 750	63,0	31	2,03	0,085		5,10
BWU 1000	89,5	31	2,89	0,120		5,10
	Prod. Feb MWh/mese	GG Feb	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Feb m/s	
Vestas 660	73,5	28	2,63	0,109		5,50
Nec-Micon 750	73,9	28	2,64	0,110		5,50
BWU 1000	100,6	28	3,59	0,150		5,50
	Prod. Mar MWh/mese	GG Mar	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Mar m/s	
Vestas 660	65,9	31	2,12	0,089		5,10
Nec-Micon 750	63,0	31	2,03	0,085		5,10
BWU 1000	89,5	31	2,89	0,120		5,10
	Prod. Apr MWh/mese	GG Apr	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Apr m/s	
Vestas 660	57,1	30	1,90	0,079		4,90
Nec-Micon 750	54,3	30	1,81	0,075		4,90
BWU 1000	78,6	30	2,62	0,109		4,90
	Prod. Mag MWh/mese	GG Mag	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Mag m/s	
Vestas 660	45,5	31	1,47	0,061		4,50
Nec-Micon 750	43,8	31	1,41	0,059		4,50
BWU 1000	63,2	31	2,04	0,085		4,50
	Prod. Giu MWh/mese	GG Giu	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Giu m/s	
Vestas 660	44,3	30	1,48	0,062		4,50
Nec-Micon 750	42,6	30	1,42	0,059		4,50
BWU 1000	61,2	30	2,04	0,085		4,50
	Prod. Lug MWh/mese	GG Lug	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Lug m/s	
Vestas 660	45,5	31	1,47	0,061		4,50
Nec-Micon 750	43,8	31	1,41	0,059		4,50
BWU 1000	63,2	31	2,04	0,085		4,50
	Prod. Ago MWh/mese	GG Ago	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Ago m/s	
Vestas 660	45,5	31	1,47	0,061		4,50
Nec-Micon 750	43,8	31	1,41	0,059		4,50
BWU 1000	63,2	31	2,04	0,085		4,50
	Prod. Set MWh/mese	GG Set	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Set m/s	
Vestas 660	40,8	30	1,36	0,057		4,40
Nec-Micon 750	39,6	30	1,32	0,055		4,40
BWU 1000	56,6	30	1,89	0,079		4,40
	Prod. Ott MWh/mese	GG Ott	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Ott m/s	
Vestas 660	42,2	31	1,36	0,057		4,40
Nec-Micon 750	40,9	31	1,32	0,055		4,40
BWU 1000	58,5	31	1,89	0,079		4,40
	Prod. Nov MWh/mese	GG Nov	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Nov m/s	
Vestas 660	53,7	30	1,79	0,075		4,80
Nec-Micon 750	51,0	30	1,70	0,071		4,80
BWU 1000	74,5	30	2,48	0,103		4,80
	Prod. Dic MWh/mese	GG Dic	Prod. Med. giorn. MWh/giorno	Potenza media MW	Vel vento Dic m/s	
Vestas 660	65,9	31	2,12	0,089		5,10
Nec-Micon 750	63,0	31	2,03	0,085		5,10
BWU 1000	89,5	31	2,89	0,120		5,10

Tabella A.8.1

Produzione annua turbine		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
Gennaio	MWh/mese	65,9	63,0	89,5
Febbraio	MWh/mese	73,5	73,9	100,6
Marzo	MWh/mese	65,9	63,0	89,5
Aprile	MWh/mese	57,1	54,3	78,6
Maggio	MWh/mese	45,5	43,8	63,2
Giugno	MWh/mese	44,3	42,6	61,2
Luglio	MWh/mese	45,5	43,8	63,2
Agosto	MWh/mese	45,5	43,8	63,2
Settembre	MWh/mese	40,8	39,6	56,6
Ottobre	MWh/mese	42,2	40,9	58,5
Novembre	MWh/mese	53,7	51,0	74,5
Dicembre	MWh/mese	65,9	63,0	89,5
Totale annuale	MWh/anno	645,8	622,6	888,4

Tabella A.9.1

Componenti principali impianto misto				
Unità di dissalazione				
Elemento Modello		Pompa Tonkaflo	Turbina a recupero HPB-60	
Capacità	m3/giorno		500,0	
Cons. spec. unità	kWh/m3		3,7	
Cons. giorn. unità	kWh/giorno		1850,0	
Potenza unità	kW		77,1	
Impianto di dissalazione				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm			12	8
N° unità diss.			12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200	22200	22200
Potenza tot.	kW	925	925	925

Tabella A.9.2

Componenti impianto di pompaggio		
Pompa mare-impianto		
Elemento	Pompa	
Prevalenza	m	14,475
Rendimento		0,85
Pompa impianto-bacino		
Elemento	Pompa	
Prevalenza	m	70
Rendimento		0,8

Tabella A.10.1

Valori di esercizio mensile				
Gennaio				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	88,5	84,6	120,3
Potenza media wind farm	kW	1062,3	1015,4	962,7
<i>Situazione da progetto lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		13	13	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6500	6500	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	48,1	48,1	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	24050,0	24050,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	1002,1	1002,1	925,0
Capacità mensile potenziale	m3/mese	201500	201500	186000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,16
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	26,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	250,0
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,069
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	59,5
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	51,5	4,5	-48,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1235,6	109,0	-1155,6
Esubero mensile di energia media	kWh	38302,3	3379,0	-35824,9
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	11
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	5500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	40,7
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	20350,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	847,9
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,14
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	24,1
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	229,2
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,064
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	54,6
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	51,5	4,5	36,1
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1235,6	109,0	866,1
Esubero mensile di energia media	kWh	38302,3	3379,0	26848,5
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	51,5	4,5	36,1
Energia media giornaliera	kWh	1235,6	109,0	866,1
Energia media mensile	kWh	38302,3	3379,0	26848,5
Capacità mensile netta	m3/mese	186000	186000	170500

Tabella A.10.2

Valori di esercizio mensile				
Febbraio				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	109,4	110,0	149,7
Potenza media wind farm	kW	1313,3	1320,0	1197,7
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	168000	168000	168000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		17	17	15
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	8500	8500	7500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	62,9	62,9	55,5
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	31450,0	31450,0	27750,0
Potenza tot. ass.	kW	1310,4	1310,4	1156,3
Capacità mensile potenziale	m3/mese	238000	238000	210000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,16
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	26,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	250,0
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,069
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	59,5
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	302,4	309,2	186,9
Esubero giornaliero di energia media	kWh	7257,7	7420,2	4484,7
Esubero mensile di energia media	kWh	203214,2	207765,6	125570,3
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,16
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	26,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	250,0
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,069
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	59,5
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	302,4	309,2	186,9
Esubero giornaliero di energia media	kWh	7257,7	7420,2	4484,7
Esubero mensile di energia media	kWh	203214,2	207765,6	125570,3
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	302,4	309,2	186,9
Energia media giornaliera	kWh	7257,7	7420,2	4484,7
Energia media mensile	kWh	203214,2	207765,6	125570,3
Capacità mensile netta	m3/mese	168000	168000	168000

Tabella A.10.3

Valori di esercizio mensile				
Marzo				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	88,5	84,6	120,3
Potenza media wind farm	kW	1062,3	1015,4	962,7
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		13	13	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6500	6500	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	48,1	48,1	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	24050,0	24050,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	1002,1	1002,1	925,0
Capacità mensile potenziale	m3/mese	201500	201500	186000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,16
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	26,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	250,0
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,069
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	59,5
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	51,5	4,5	-48,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1235,6	109,0	-1155,6
Esubero mensile di energia media	kWh	38302,3	3379,0	-35824,9
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	11
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	5500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	40,7
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	20350,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	847,9
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,14
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	24,1
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	229,2
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,064
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	54,6
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	51,5	4,5	36,1
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1235,6	109,0	866,1
Esubero mensile di energia media	kWh	38302,3	3379,0	26848,5
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	51,5	4,5	36,1
Energia media giornaliera	kWh	1235,6	109,0	866,1
Energia media mensile	kWh	38302,3	3379,0	26848,5
Capacità mensile netta	m3/mese	186000	186000	170500

Tabella A.10.4

Valori di esercizio mensile				
Aprile				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	79,3	75,4	109,1
Potenza media wind farm	kW	951,3	904,8	872,8
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	180000	180000	180000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		12	11	11
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	5500	5500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	40,7	40,7
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	20350,0	20350,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	847,9	847,9
Capacità mensile potenziale	m3/mese	180000	165000	165000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	11	11
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	5500	5500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	40,7	40,7
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	20350,0	20350,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	847,9	847,9
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,14	0,14
Potenza assorbita	kW	26,3	24,1	24,1
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	229,2	229,2
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,064	0,064
Potenza assorbita	kW	59,5	54,6	54,6
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	-59,6	-21,8	-53,8
Esubero giornaliero di energia media	kWh	-1429,8	-523,1	-1291,9
Esubero mensile di energia media	kWh	-42895,4	-15692,3	-38758,4
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		11	10	10
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	5500	5000	5000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	40,7	37,0	37,0
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	20350,0	18500,0	18500,0
Potenza tot. ass.	kW	847,9	770,8	770,8
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,14	0,13	0,13
Potenza assorbita	kW	24,1	21,9	21,9
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	229,2	208,3	208,3
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,064	0,058	0,058
Potenza assorbita	kW	54,6	49,6	49,6
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	24,7	62,4	30,4
Esubero giornaliero di energia media	kWh	591,9	1498,6	729,8
Esubero mensile di energia media	kWh	17756,3	44959,4	21893,3
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	24,7	62,4	30,4
Energia media giornaliera	kWh	591,9	1498,6	729,8
Energia media mensile	kWh	17756,3	44959,4	21893,3
Capacità mensile netta	m3/mese	165000	150000	150000

Tabella A.10.5

Valori di esercizio mensile				
Maggio				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	61,2	58,9	85,0
Potenza media wind farm	kW	734,1	706,4	680,1
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
Capacità mensile potenziale	m3/mese	139500	139500	124000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,12	0,12	0,11
Potenza assorbita	kW	19,7	19,7	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	187,5	187,5	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,052	0,052	0,046
Potenza assorbita	kW	44,7	44,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	-24,0	-51,8	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	-577,2	-1242,7	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	-17891,9	-38523,3	4582,0
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,11	0,11
Potenza assorbita	kW	17,5	17,5	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	166,7	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,046	0,046
Potenza assorbita	kW	39,7	39,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	60,2	32,5	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1444,6	779,0	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	44781,5	24150,1	4582,0
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	60,2	32,5	6,2
Energia media giornaliera	kWh	1444,6	779,0	147,8
Energia media mensile	kWh	44781,5	24150,1	4582,0
Capacità mensile netta	m3/mese	124000	124000	124000

Tabella A.10.6

Valori di esercizio mensile				
Giugno				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	61,5	59,2	85,0
Potenza media wind farm	kW	738,2	709,9	680,1
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	180000	180000	180000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
Capacità mensile potenziale	m3/mese	135000	135000	120000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,12	0,12	0,11
Potenza assorbita	kW	19,7	19,7	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	187,5	187,5	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,052	0,052	0,046
Potenza assorbita	kW	44,7	44,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	-20,0	-48,3	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	-479,5	-1158,8	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	-14385,7	-34762,6	4434,2
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,11	0,11
Potenza assorbita	kW	17,5	17,5	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	166,7	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,046	0,046
Potenza assorbita	kW	39,7	39,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	64,3	36,0	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1542,2	863,0	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	46266,0	25889,1	4434,2
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	64,3	36,0	6,2
Energia media giornaliera	kWh	1542,2	863,0	147,8
Energia media mensile	kWh	46266,0	25889,1	4434,2
Capacità mensile netta	m3/mese	120000	120000	120000

Tabella A.10.7

Valori di esercizio mensile				
Luglio				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	61,2	58,9	85,0
Potenza media wind farm	kW	734,1	706,4	680,1
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
Capacità mensile potenziale	m3/mese	139500	139500	124000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,12	0,12	0,11
Potenza assorbita	kW	19,7	19,7	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	187,5	187,5	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,052	0,052	0,046
Potenza assorbita	kW	44,7	44,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	-24,0	-51,8	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	-577,2	-1242,7	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	-17891,9	-38523,3	4582,0
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,11	0,11
Potenza assorbita	kW	17,5	17,5	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	166,7	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,046	0,046
Potenza assorbita	kW	39,7	39,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	60,2	32,5	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1444,6	779,0	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	44781,5	24150,1	4582,0
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	60,2	32,5	6,2
Energia media giornaliera	kWh	1444,6	779,0	147,8
Energia media mensile	kWh	44781,5	24150,1	4582,0
Capacità mensile netta	m3/mese	124000	124000	124000

Tabella A.10.8

Valori di esercizio mensile				
Agosto				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	61,2	58,9	85,0
Potenza media wind farm	kW	734,1	706,4	680,1
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
Capacità mensile potenziale	m3/mese	139500	139500	124000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		9	9	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4500	4500	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	33,3	33,3	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	16650,0	16650,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	693,8	693,8	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,12	0,12	0,11
Potenza assorbita	kW	19,7	19,7	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	187,5	187,5	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,052	0,052	0,046
Potenza assorbita	kW	44,7	44,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	-24,0	-51,8	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	-577,2	-1242,7	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	-17891,9	-38523,3	4582,0
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,11	0,11
Potenza assorbita	kW	17,5	17,5	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	166,7	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,046	0,046
Potenza assorbita	kW	39,7	39,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	60,2	32,5	6,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1444,6	779,0	147,8
Esubero mensile di energia media	kWh	44781,5	24150,1	4582,0
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	60,2	32,5	6,2
Energia media giornaliera	kWh	1444,6	779,0	147,8
Energia media mensile	kWh	44781,5	24150,1	4582,0
Capacità mensile netta	m3/mese	124000	124000	124000

Tabella A.10.9

Valori di esercizio mensile				
Settembre				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	56,7	55,0	78,7
Potenza media wind farm	kW	680,5	660,3	629,3
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	180000	180000	180000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
Capacità mensile potenziale	m3/mese	120000	120000	120000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,11	0,11
Potenza assorbita	kW	17,5	17,5	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	166,7	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,046	0,046
Potenza assorbita	kW	39,7	39,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	6,6	-13,6	-44,6
Esubero giornaliero di energia media	kWh	159,2	-325,9	-1069,4
Esubero mensile di energia media	kWh	4776,5	-9777,4	-32081,8
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	7	7
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	3500	3500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	25,9	25,9
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	12950,0	12950,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	539,6	539,6
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,09	0,09
Potenza assorbita	kW	17,5	15,3	15,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	145,8	145,8
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,041	0,041
Potenza assorbita	kW	39,7	34,7	34,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	6,6	70,7	39,7
Esubero giornaliero di energia media	kWh	159,2	1695,8	952,3
Esubero mensile di energia media	kWh	4776,5	50874,3	28569,9
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	6,6	70,7	39,7
Energia media giornaliera	kWh	159,2	1695,8	952,3
Energia media mensile	kWh	4776,5	50874,3	28569,9
Capacità mensile netta	m3/mese	120000	105000	105000

Tabella A.10.10

Valori di esercizio mensile				
Ottobre				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	56,7	55,0	78,7
Potenza media wind farm	kW	680,5	660,3	629,3
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
Capacità mensile potenziale	m3/mese	124000	124000	124000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	8	8
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	4000	4000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	29,6	29,6
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	14800,0	14800,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	616,7	616,7
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,11	0,11
Potenza assorbita	kW	17,5	17,5	17,5
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	166,7	166,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,046	0,046
Potenza assorbita	kW	39,7	39,7	39,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	6,6	-13,6	-44,6
Esubero giornaliero di energia media	kWh	159,2	-325,9	-1069,4
Esubero mensile di energia media	kWh	4935,7	-10103,3	-33151,2
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		8	7	7
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	4000	3500	3500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	29,6	25,9	25,9
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	14800,0	12950,0	12950,0
Potenza tot. ass.	kW	616,7	539,6	539,6
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,11	0,09	0,09
Potenza assorbita	kW	17,5	15,3	15,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	166,7	145,8	145,8
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,046	0,041	0,041
Potenza assorbita	kW	39,7	34,7	34,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	6,6	70,7	39,7
Esubero giornaliero di energia media	kWh	159,2	1695,8	952,3
Esubero mensile di energia media	kWh	4935,7	52570,1	29522,2
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	6,6	70,7	39,7
Energia media giornaliera	kWh	159,2	1695,8	952,3
Energia media mensile	kWh	4935,7	52570,1	29522,2
Capacità mensile netta	m3/mese	124000	108500	108500

Tabella A.10.11

Valori di esercizio mensile				
Novembre				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	74,6	70,8	103,5
Potenza media wind farm	kW	895,7	849,4	827,8
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	180000	180000	180000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		11	11	10
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	5500	5500	5000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	40,7	40,7	37,0
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	20350,0	20350,0	18500,0
Potenza tot. ass.	kW	847,9	847,9	770,8
Capacità mensile potenziale	m3/mese	165000	165000	150000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		11	11	10
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	5500	5500	5000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	40,7	40,7	37,0
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	20350,0	20350,0	18500,0
Potenza tot. ass.	kW	847,9	847,9	770,8
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,14	0,14	0,13
Potenza assorbita	kW	24,1	24,1	21,9
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	229,2	229,2	208,3
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,064	0,064	0,058
Potenza assorbita	kW	54,6	54,6	49,6
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	-31,0	-77,2	-14,6
Esubero giornaliero di energia media	kWh	-743,1	-1852,2	-351,2
Esubero mensile di energia media	kWh	-22293,1	-55567,3	-10535,3
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		10	10	9
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	5000	5000	4500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	37,0	37,0	33,3
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	18500,0	18500,0	16650,0
Potenza tot. ass.	kW	770,8	770,8	693,8
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,13	0,13	0,12
Potenza assorbita	kW	21,9	21,9	19,7
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	208,3	208,3	187,5
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,058	0,058	0,052
Potenza assorbita	kW	49,6	49,6	44,7
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	53,3	7,1	69,6
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1278,6	169,5	1670,5
Esubero mensile di energia media	kWh	38358,6	5084,4	50116,4
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	53,3	7,1	69,6
Energia media giornaliera	kWh	1278,6	169,5	1670,5
Energia media mensile	kWh	38358,6	5084,4	50116,4
Capacità mensile netta	m3/mese	150000	150000	135000

Tabella A.10.12

Valori di esercizio mensile				
Dicembre				
		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
N° turbine/wind farm		12	12	8
Potenza media turbina	kW	88,5	84,6	120,3
Potenza media wind farm	kW	1062,3	1015,4	962,7
<i>Situazione da progetto</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
Capacità mensile da progetto	m3/mese	186000	186000	186000
<i>Situazione potenziale</i>				
N° unità diss.		13	13	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6500	6500	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	48,1	48,1	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	24050,0	24050,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	1002,1	1002,1	925,0
Capacità mensile potenziale	m3/mese	201500	201500	186000
<i>Situazione effettiva lordo pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	12
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	6000
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	44,4
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	22200,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	925,0
<i>Pompaggio da mare a impianto lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,16
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	26,3
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	250,0
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino lp</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,069
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	59,5
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia lp</i>				
Bilancio potenza media	kW	51,5	4,5	-48,2
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1235,6	109,0	-1155,6
Esubero mensile di energia media	kWh	38302,3	3379,0	-35824,9
<i>Situazione effettiva netto pompaggi</i>				
N° unità diss.		12	12	11
Capacità giornaliera tot.	m3/giorno	6000	6000	5500
Cons. spec.giornaliero tot.	kWh/m3	44,4	44,4	40,7
Cons. giornaliero tot.	kWh/giorno	22200,0	22200,0	20350,0
Potenza tot. ass.	kW	925,0	925,0	847,9
<i>Pompaggio da mare a impianto np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,16	0,16	0,14
Potenza assorbita	kW	26,3	26,3	24,1
Capacità H2O dissalata in mandata	m3/h	250,0	250,0	229,2
Consumo specifico	kWh/m3	0,105	0,105	0,105
<i>Pompaggio da impianto a bacino np</i>				
Portata in ingresso pompa	m3/s	0,069	0,069	0,064
Potenza assorbita	kW	59,5	59,5	54,6
Consumo specifico	kWh/m3	0,238	0,238	0,238
<i>Bilancio potenza e energia np</i>				
Bilancio potenza media	kW	51,5	4,5	36,1
Esubero giornaliero di energia media	kWh	1235,6	109,0	866,1
Esubero mensile di energia media	kWh	38302,3	3379,0	26848,5
Riepilogo produttività				
<i>Potenza ed energia cedibile alla rete</i>				
Potenza media	kW	51,5	4,5	36,1
Energia media giornaliera	kWh	1235,6	109,0	866,1
Energia media mensile	kWh	38302,3	3379,0	26848,5
Capacità mensile netta	m3/mese	186000	186000	170500

Tabella A.11.1

Bilancio elettrico				
Generazione potenza media Wind Farm				
<i>Cessione completa alla rete</i>				
	Vestas 660 kW	Nec-Micon 750 kW	BWU 1000 kW	
Gennaio	1062,3	1015,4	962,7	
Febbraio	1313,3	1320,0	1197,7	
Marzo	1062,3	1015,4	962,7	
Aprile	951,3	904,8	872,8	
Maggio	734,1	706,4	680,1	
Giugno	738,2	709,9	680,1	
Luglio	734,1	706,4	680,1	
Agosto	734,1	706,4	680,1	
Settembre	680,5	660,3	629,3	
Ottobre	680,5	660,3	629,3	
Novembre	895,7	849,4	827,8	
Dicembre	1062,3	1015,4	962,7	
Generazione energia media Wind Farm				
<i>Cessione completa alla rete</i>				
	Vestas 660 kWh/mese	Nec-Micon 750 kWh/mese	BWU 1000 kWh/mese	
Gennaio	790383,1	755459,8	716255,9	
Febbraio	882513,1	887064,4	804869,2	
Marzo	790383,1	755459,8	716255,9	
Aprile	684924,8	651476,2	628410,1	
Maggio	546168,7	525537,3	505969,2	
Giugno	531479,4	511102,5	489647,7	
Luglio	546168,7	525537,3	505969,2	
Agosto	546168,7	525537,3	505969,2	
Settembre	489989,9	475436,1	453131,6	
Ottobre	506322,9	491283,9	468236,0	
Novembre	644875,4	611601,2	595981,5	
Dicembre	790383,1	755459,8	716255,9	

Tabella A.11.2

Bilancio elettrico				
Assorbimento potenza media Unità Dissalazione				
<i>In accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 kW	Nec-Micon 750 kW	BWU 1000 kW	
Gennaio	925,0	925,0	847,9	
Febbraio	925,0	925,0	925,0	
Marzo	925,0	925,0	847,9	
Aprile	847,9	770,8	770,8	
Maggio	616,7	616,7	616,7	
Giugno	616,7	616,7	616,7	
Luglio	616,7	616,7	616,7	
Agosto	616,7	616,7	616,7	
Settembre	616,7	539,6	539,6	
Ottobre	616,7	539,6	539,6	
Novembre	770,8	770,8	693,8	
Dicembre	925,0	925,0	847,9	

Assorbimento energia media Unità dissalazione				
<i>In accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 kWh/mese	Nec-Micon 750 kWh/mese	BWU 1000 kWh/mese	
Gennaio	688200,0	688200,0	630850,0	
Febbraio	621600,0	621600,0	621600,0	
Marzo	688200,0	688200,0	630850,0	
Aprile	610500,0	555000,0	555000,0	
Maggio	458800,0	458800,0	458800,0	
Giugno	444000,0	444000,0	444000,0	
Luglio	458800,0	458800,0	458800,0	
Agosto	458800,0	458800,0	458800,0	
Settembre	444000,0	388500,0	388500,0	
Ottobre	458800,0	401450,0	401450,0	
Novembre	555000,0	555000,0	499500,0	
Dicembre	688200,0	688200,0	630850,0	

Tabella A.11.3

Bilancio elettrico				
Assorbimento potenza media Pompa mare-impianto				
<i>In accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 kW	Nec-Micon 750 kW	BWU 1000 kW	
Gennaio	26,3	26,3	24,1	
Febbraio	26,3	26,3	26,3	
Marzo	26,3	26,3	24,1	
Aprile	24,1	21,9	21,9	
Maggio	17,5	17,5	17,5	
Giugno	17,5	17,5	17,5	
Luglio	17,5	17,5	17,5	
Agosto	17,5	17,5	17,5	
Settembre	17,5	15,3	15,3	
Ottobre	17,5	15,3	15,3	
Novembre	21,9	21,9	19,7	
Dicembre	26,3	26,3	24,1	

Assorbimento energia media Pompa mare-impianto				
<i>In accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 kWh/mese	Nec-Micon 750 kWh/mese	BWU 1000 kWh/mese	
Gennaio	19576,7	19576,7	17945,3	
Febbraio	17682,1	17682,1	17682,1	
Marzo	19576,7	19576,7	17945,3	
Aprile	17366,4	15787,6	15787,6	
Maggio	13051,1	13051,1	13051,1	
Giugno	12630,1	12630,1	12630,1	
Luglio	13051,1	13051,1	13051,1	
Agosto	13051,1	13051,1	13051,1	
Settembre	12630,1	11051,3	11051,3	
Ottobre	13051,1	11419,7	11419,7	
Novembre	15787,6	15787,6	14208,9	
Dicembre	19576,7	19576,7	17945,3	

Tabella A.11.4

Bilancio elettrico				
Assorbimento potenza media Pompa impianto-bacino				
<i>In accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 kW	Nec-Micon 750 kW	BWU 1000 kW	
Gennaio	59,5	59,5	54,6	
Febbraio	59,5	59,5	59,5	
Marzo	59,5	59,5	54,6	
Aprile	54,6	49,6	49,6	
Maggio	39,7	39,7	39,7	
Giugno	39,7	39,7	39,7	
Luglio	39,7	39,7	39,7	
Agosto	39,7	39,7	39,7	
Settembre	39,7	34,7	34,7	
Ottobre	39,7	34,7	34,7	
Novembre	49,6	49,6	44,7	
Dicembre	59,5	59,5	54,6	

Assorbimento energia media Pompa impianto-bacino				
<i>In accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 kWh/mese	Nec-Micon 750 kWh/mese	BWU 1000 kWh/mese	
Gennaio	44304,2	44304,2	40612,2	
Febbraio	40016,7	40016,7	40016,7	
Marzo	44304,2	44304,2	40612,2	
Aprile	39302,1	35729,2	35729,2	
Maggio	29536,1	29536,1	29536,1	
Giugno	28583,3	28583,3	28583,3	
Luglio	29536,1	29536,1	29536,1	
Agosto	29536,1	29536,1	29536,1	
Settembre	28583,3	25010,4	25010,4	
Ottobre	29536,1	25844,1	25844,1	
Novembre	35729,2	35729,2	32156,3	
Dicembre	44304,2	44304,2	40612,2	

Tabella A.11.5

Bilancio elettrico				
Generazione potenza media Wind Farm				
<i>Cessione eccedenze alla rete</i>				
	Vestas 660 kW	Nec-Micon 750 kW	BWU 1000 kW	
Gennaio	51,5	4,5	36,1	
Febbraio	302,4	309,2	186,9	
Marzo	51,5	4,5	36,1	
Aprile	24,7	62,4	30,4	
Maggio	60,2	32,5	6,2	
Giugno	64,3	36,0	6,2	
Luglio	60,2	32,5	6,2	
Agosto	60,2	32,5	6,2	
Settembre	6,6	70,7	39,7	
Ottobre	6,6	70,7	39,7	
Novembre	53,3	7,1	69,6	
Dicembre	51,5	4,5	36,1	
Generazione energia media Wind Farm				
<i>Cessione eccedenze alla rete</i>				
	Vestas 660 kWh/mese	Nec-Micon 750 kWh/mese	BWU 1000 kWh/mese	
Gennaio	38302,3	3379,0	26848,5	
Febbraio	203214,2	207765,6	125570,3	
Marzo	38302,3	3379,0	26848,5	
Aprile	17756,3	44959,4	21893,3	
Maggio	44781,5	24150,1	4582,0	
Giugno	46266,0	25889,1	4434,2	
Luglio	44781,5	24150,1	4582,0	
Agosto	44781,5	24150,1	4582,0	
Settembre	4776,5	50874,3	28569,9	
Ottobre	4935,7	52570,1	29522,2	
Novembre	38358,6	5084,4	50116,4	
Dicembre	38302,3	3379,0	26848,5	

Tabella A.12.1

Bilancio idrico			
Produzione effettiva acqua dissalata			
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>			
	Vestas 660 m3/mese	Nec-Micon 750 m3/mese	BWU 1000 m3/mese
Gennaio	186000,0	186000,0	170500,0
Febbraio	168000,0	168000,0	168000,0
Marzo	186000,0	186000,0	170500,0
Aprile	165000,0	150000,0	150000,0
Maggio	124000,0	124000,0	124000,0
Giugno	120000,0	120000,0	120000,0
Luglio	124000,0	124000,0	124000,0
Agosto	124000,0	124000,0	124000,0
Settembre	120000,0	105000,0	105000,0
Ottobre	124000,0	108500,0	108500,0
Novembre	150000,0	150000,0	135000,0
Dicembre	186000,0	186000,0	170500,0
Rapporto produzione effettiva-produzione potenziale			
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>			
	Vestas 660 %	Nec-Micon 750 %	BWU 1000 %
Gennaio	100,0%	100,0%	91,7%
Febbraio	100,0%	100,0%	100,0%
Marzo	100,0%	100,0%	91,7%
Aprile	91,7%	83,3%	83,3%
Maggio	66,7%	66,7%	66,7%
Giugno	66,7%	66,7%	66,7%
Luglio	66,7%	66,7%	66,7%
Agosto	66,7%	66,7%	66,7%
Settembre	66,7%	58,3%	58,3%
Ottobre	66,7%	58,3%	58,3%
Novembre	83,3%	83,3%	75,0%
Dicembre	100,0%	100,0%	91,7%

Tabella A.12.2

Bilancio idrico				
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri				
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0	
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0	
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0	
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0	
Consui acqua anni 1996-2001				
<i>Alghero 1996</i>				
Gennaio-Marzo	2200000,0	2200000,0	2200000,0	
Aprile-Giugno	2100000,0	2100000,0	2100000,0	
Luglio-Settembre	3110000,0	3110000,0	3110000,0	
Ottobre-Dicembre	2260000,0	2260000,0	2260000,0	
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione				
<i>Alghero 1996</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	25%	25%	23%	
Aprile-Giugno	19%	19%	19%	
Luglio-Settembre	12%	11%	11%	
Ottobre-Dicembre	20%	20%	18%	
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri				
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0	
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0	
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0	
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0	
Consui acqua anni 1996-2001				
<i>Alghero 1997</i>				
Gennaio-Marzo	2100000,0	2100000,0	2100000,0	
Aprile-Giugno	2400000,0	2400000,0	2400000,0	
Luglio-Settembre	2860000,0	2860000,0	2860000,0	
Ottobre-Dicembre	3130000,0	3130000,0	3130000,0	
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione				
<i>Alghero 1997</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	26%	26%	24%	
Aprile-Giugno	17%	16%	16%	
Luglio-Settembre	13%	12%	12%	
Ottobre-Dicembre	15%	14%	13%	

Tabella A.12.3

Bilancio idrico				
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri				
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0	
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0	
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0	
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0	
Consui acqua anni 1996-2001				
<i>Alghero 1998</i>				
Gennaio-Marzo	3110000,0	3110000,0	3110000,0	
Aprile-Giugno	3150000,0	3150000,0	3150000,0	
Luglio-Settembre	3280000,0	3280000,0	3280000,0	
Ottobre-Dicembre	3260000,0	3260000,0	3260000,0	
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione				
<i>Alghero 1998</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	17%	17%	16%	
Aprile-Giugno	13%	13%	13%	
Luglio-Settembre	11%	11%	11%	
Ottobre-Dicembre	14%	14%	13%	
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri				
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0	
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0	
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0	
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0	
Consui acqua anni 1996-2001				
<i>Alghero 1999</i>				
Gennaio-Marzo	2260000,0	2260000,0	2260000,0	
Aprile-Giugno	2060000,0	2060000,0	2060000,0	
Luglio-Settembre	3670000,0	3670000,0	3670000,0	
Ottobre-Dicembre	2220000,0	2220000,0	2220000,0	
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione				
<i>Alghero 1999</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	24%	24%	23%	
Aprile-Giugno	20%	19%	19%	
Luglio-Settembre	10%	10%	10%	
Ottobre-Dicembre	21%	20%	19%	

Tabella A.12.4

Bilancio idrico			
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri			
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>			
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0
Consui acqua anni 1996-2001			
<i>Alghero 2000</i>			
Gennaio-Marzo	2130000,0	2130000,0	2130000,0
Aprile-Giugno	2070000,0	2070000,0	2070000,0
Luglio-Settembre	2620000,0	2620000,0	2620000,0
Ottobre-Dicembre	2580000,0	2580000,0	2580000,0
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione			
<i>Alghero 2000</i>			
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3
Gennaio-Marzo	25%	25%	24%
Aprile-Giugno	20%	19%	19%
Luglio-Settembre	14%	13%	13%
Ottobre-Dicembre	18%	17%	16%
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri			
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>			
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0
Consui acqua anni 1996-2001			
<i>Alghero 2001</i>			
Gennaio-Marzo	3260000,0	2130000,0	2130000,0
Aprile-Giugno	3000000,0	2070000,0	2070000,0
Luglio-Settembre	3310000,0	2620000,0	2620000,0
Ottobre-Dicembre	3150000,0	3150000,0	3150000,0
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione			
<i>Alghero 2001</i>			
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3
Gennaio-Marzo	17%	25%	24%
Aprile-Giugno	14%	19%	19%
Luglio-Settembre	11%	13%	13%
Ottobre-Dicembre	15%	14%	13%

Tabella A.12.5

Bilancio idrico				
Produzione effettiva acqua dissalata per trimestri				
<i>Dissalatori in accoppiamento con:</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	540000,0	540000,0	509000,0	
Aprile-Giugno	409000,0	394000,0	394000,0	
Luglio-Settembre	368000,0	353000,0	353000,0	
Ottobre-Dicembre	460000,0	444500,0	414000,0	
Consui acqua anni 1996-2001				
<i>Alghero media su 6 anni</i>				
Gennaio-Marzo	2510000,0	2510000,0	2510000,0	
Aprile-Giugno	2475000,0	2475000,0	2475000,0	
Luglio-Settembre	3000000,0	3000000,0	3000000,0	
Ottobre-Dicembre	2708333,3	2708333,3	2708333,3	
Copertura fabbisogno con impianto di dissalazione				
<i>Alghero media su 6 anni</i>				
	Vestas 660 m3	Nec-Micon 750 m3	BWU 1000 m3	
Gennaio-Marzo	22%	22%	20%	
Aprile-Giugno	17%	16%	16%	
Luglio-Settembre	12%	12%	12%	
Ottobre-Dicembre	17%	16%	15%	

Tabella A.13.1

Costi investimento					
Wind Turbine					
	Unità	Costo turbina	Costo installazione	Costo annuale O&M	
		EUR	EUR	EUR	
Vestas 660	1	570000	114000	8550	
Nec-Micon 750	1	597000	119400	8955	
BWU 1000	1	875000	175000	13125	
Wind Farm					
		Costo impianto	Costo installazione	Costo annuale O&M	
		EUR	EUR	EUR	
Vestas 660	12	6840000	1368000	102600	
Nec-Micon 750	12	7164000	1432800	107460	
BWU 1000	8	7000000	1400000	105000	
Dissalatore					
		Costo impianto + installazione		Costo annuale O&M	
		EUR		EUR	
Tonkaflo + HPB-60	1	250000		50000	
Impianto dissalazione					
		Costo impianto + installazione		Costo annuale O&M	
		EUR		EUR	
Tonkaflo + HPB-60	12	3000000		600000	
Seawater pipeline					
		Costo specifico	Lunghezza	Costo tot.	
		EUR	m	EUR	
D=355 mm s=7 mm			27,2	500 13600	
Freshwater pipeline					
		Costo specifico	Lunghezza	Costo tot.	
		EUR	m	EUR	
D=250 mm s=4,9 mm			12,9	10000 129000	
Brine pipeline					
		Costo specifico	Lunghezza	Costo tot.	
		EUR	m	EUR	
D=250 mm s=4,9 mm			0,04	2400000 93000	
Manodopera					
		Costo specifico	Lunghezza	Costo tot.	
		EUR	m	EUR	
			27,16	10500 285200	
Pompa mare-impianto 26 kW					
		Costo impianto + installazione		Costo annuale O&M	
		EUR		EUR	
		4950		396	
Pompa impianto-bacino 56 kW					
		Costo impianto + installazione		Costo annuale O&M	
		EUR		EUR	
		10150		406	
Totale Impianto					
				Costo iniziale tot.	Costo manutenzione
				EUR	EUR
Vestas 660				11743900	703402
Nec-Micon 750				23876600	1411664
BWU 1000				47556400	2117466

Tabella A.14.1

Contributi in conto capitale e riconoscimento agevolazioni energia da fonte rinnovabile										
		Limite Lit.	Limite EUR	Contributo % spesa ammissibile	Vestas 660		Nec-Micon 750		BWU 1000	
					Contributo calcolato EUR	Contributo max. erogabile EUR	Contributo calcolato EUR	Contributo max. erogabile EUR	Contributo calcolato EUR	Contributo max. erogabile EUR
OR or or	• Studio di fattibilità tecnico-economica	50000000	25822,84	50%	5871950	25823	11938300	25823	23778200	25823
	• Progetto esecutivo <i>art. 11 L. n. 10/91</i>	300000000	154937,07	50%	5871950	154937	11938300	154937	23778200	154937
OR	• Contributo da art. 12 L. 10/91 Progettazione e realizzazione di impianti innovativi <i>art. 12 L. 10/91</i>			50%	5871950	5871950	11938300	11938300	23778200	23778200

AND	• Rilascio garanzia di origine* <i>art. 11 D. Lgs. n. 387/03</i>	Rilasciabile	Rilasciabile	Rilasciabile
AND	• Obbligo di utilizzazione prioritaria <i>art. 13 D. Lgs. n. 387/03</i>	Presente	Presente	Presente
AND	• Obbligo di precedenza nel dispacciamento <i>art. 13 D. Lgs. n. 387/03</i>	Presente	Presente	Presente
AND	• Ritiro energia elettrica <i>art. 13 D. Lgs. n. 387/03</i>	GRTN	GRTN	GRTN

*Se produzione annua non inferiore a 100 MWh

Tabella A.15.1

Prezzo di cessione non differenziato per fasce orarie						
OR		Prezzo cessione* Centesimi EUR/kWh	Vestas 660		Nec-Micon 750	BWU 1000
			Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno
OR	• Prezzo unico - energia completamente ceduta alla rete <i>CIP n. 6/92 + aggiornamenti delibera AEEG n. 81/99</i> <i>Alternativo a contributi L. n. 10/91</i>	Primi 8 anni	5,17	400663	386248	367429
		Anni successivi	3,52	272792	262978	250165
* impianti entrati in esercizio nel biennio 1999-2000						
Vita media			20 anni	EUR	EUR	EUR
				6478800	6245719	5941411
AND	• Rilascio garanzia di origine* <i>art. 11 D. Lgs. n. 387/03</i>			Rilasciabile	Rilasciabile	Rilasciabile
AND	• Obbligo di utilizzazione prioritaria <i>art. 13 D. Lgs. n. 387/03</i>			Presente	Presente	Presente
AND	• Obbligo di precedenza nel dispacciamento <i>art. 13 D. Lgs. n. 387/03</i>			Presente	Presente	Presente
AND	• Ritiro energia elettrica <i>art. 13 D. Lgs. n. 387/03</i>			GRTN	GRTN	GRTN
*Se produzione annua non inferiore a 100 MWh						

Tabella A.16.1

Ripartizione tipologia di ore nel giorno

		Giorno feriale				Sabato e domenica
		Ore Punta	Ore MC	Ore AC	Ore Vuote	Ore Vuote
	Gennaio	4	0	11	9	24
	Febbraio	4	0	11	9	24
	Marzo	4	0	11	9	24
	Aprile	0	11,5	3,5	9	24
	Maggio	0	11,5	3,5	9	24
	Giugno	0	11,5	3,5	9	24
	Luglio	0	11,5	3,5	9	24
	Agosto	0	0	0	24	24
	Settembre	0	11,5	3,5	9	24
	Ottobre	4	0	11	9	24
	Novembre	4	0	11	9	24
	Dicembre	4	0	11	9	24

 Periodo invernale
 Periodo estivo

Tabella A.16.2

Ripartizione media tipologia di ore nel mese

N° medio settimane in un anno		52						
N° medio giorni sab/dom		104						
N° medio giorni festivi supplementari		6						
N° medio giorni sab/dom+festivi/anno		110						
N° medio giorni sab/dom+festivi/mese		9,2						
		N° medio gg feriali	Giorni feriali				Sab/dom+festivi Ore Vuote sab/dom	Totale mese Ore
			Ore Punta	Ore MC	Ore AC	Ore Vuote		
	Gennaio	21,8	87,3	0,0	240,2	196,5	220	744,0
	Febbraio	18,8	75,3	0,0	207,2	169,5	220	672,0
	Marzo	21,8	87,3	0,0	240,2	196,5	220	744,0
	Aprile	20,8	0,0	239,6	72,9	187,5	220	720,0
	Maggio	20,8	0,0	239,6	72,9	187,5	220	720,0
	Giugno	21,8	0,0	251,1	76,4	196,5	220	744,0
	Luglio	21,8	0,0	251,1	76,4	196,5	220	744,0
	Agosto	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	744	744,0
	Settembre	20,8	0,0	239,6	72,9	187,5	220	720,0
	Ottobre	21,8	87,3	0,0	240,2	196,5	220	744,0
	Novembre	20,8	83,3	0,0	229,2	187,5	220	720,0
	Dicembre	21,8	87,3	0,0	240,2	196,5	220	744,0
Totale			508,0	1220,9	1768,6	2098,5	3164	8760,0

 Periodo invernale
 Periodo estivo

Tabella A.16.3

Ripartizione media tipologia di cessione mensile															
				Cessione mensile Vestas 660			Cessione mensile Nec-Micon 750			Cessione mensile BWU 1000					
				Totale	In ore piene	In ore vuote	Totale	In ore piene	In ore vuote	Totale	In ore piene	In ore vuote			
	Ore piene	Ore vuote	Ore totali	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese		
	Gennaio	327,5	416,5	744,0	38302,3	16860,2	21442,1	3379,0	1487,4	1891,6	26848,5	11818,4	15030,1		
	Febbraio	282,5	389,5	672,0	203214,2	85428,6	117785,6	207765,6	87341,9	120423,7	125570,3	52788,1	72782,2		
	Marzo	327,5	416,5	744,0	38302,3	16860,2	21442,1	3379,0	1487,4	1891,6	26848,5	11818,4	15030,1		
	Aprile	312,5	407,5	720,0	17756,3	7706,7	10049,6	44959,4	19513,6	25445,8	21893,3	9502,3	12391,0		
	Maggio	312,5	407,5	720,0	44781,5	19436,4	25345,1	24150,1	10481,8	13668,3	4582,0	1988,7	2593,3		
	Giugno	327,5	416,5	744,0	46266,0	20365,7	25900,2	25889,1	11396,1	14493,0	4434,2	1951,9	2482,3		
	Luglio	327,5	416,5	744,0	44781,5	19712,3	25069,2	24150,1	10630,6	13519,5	4582,0	2017,0	2565,1		
	Agosto	0,0	744,0	744,0	44781,5	0,0	44781,5	24150,1	0,0	24150,1	4582,0	0,0	4582,0		
	Settembre	312,5	407,5	720,0	4776,5	2073,1	2703,3	50874,3	22080,9	28793,4	28569,9	12400,1	16169,7		
	Ottobre	327,5	416,5	744,0	4935,7	2172,6	2763,0	52570,1	23140,7	29429,4	29522,2	12995,3	16526,9		
	Novembre	312,5	407,5	720,0	38358,6	16648,7	21709,9	5084,4	2206,8	2877,6	50116,4	21751,9	28364,5		
	Dicembre	327,5	416,5	744,0	38302,3	16860,2	21442,1	3379,0	1487,4	1891,6	26848,5	11818,4	15030,1		
Totale				3497,5	5262,5	8760,0	564558,6	224124,8	340433,7	469730,2	191254,6	278475,6	354397,7	150850,4	203547,3
Media															
				18677,1			15937,9			12570,9					

Modulo scarti s (mensile)				kWh/mese		kWh/mese		kWh/mese	
Gennaio				1816,8		14450,5		752,5	
Febbraio				66751,5		71404,1		40217,3	
Marzo				1816,8		14450,5		752,5	
Aprile				10970,3		3575,7		3068,6	
Maggio				759,3		5456,1		10582,1	
Giugno				1688,7		4541,8		10619,0	
Luglio				1035,2		5307,3		10553,9	
Agosto				18677,1		15937,9		12570,9	
Settembre				16604,0		6143,0		170,8	
Ottobre				16504,4		7202,9		424,4	
Novembre				2028,4		13731,1		9181,0	
Dicembre				1816,8		14450,5		752,5	
Totale				140469,4		176651,3		99645,5	
Somma s				140469,4		176651,3		99645,5	
Ep				224124,8		191254,6		150850,4	
(Somma s)/Ep						0,6267		0,9236	
								0,6606	

 Periodo invernale
 Periodo estivo

Tabella A.17.3

[illegible]

Tabella A.17.4

Nuova distribuzione di fasce orarie																																		
	Da	A	Ore 0.00	Ore 1.00	Ore 2.00	Ore 3.00	Ore 4.00	Ore 5.00	Ore 6.00	Ore 7.00	Ore 8.00	Ore 9.00	Ore 10.00	Ore 11.00	Ore 12.00	Ore 13.00	Ore 14.00	Ore 15.00	Ore 16.00	Ore 17.00	Ore 18.00	Ore 19.00	Ore 20.00	Ore 21.00	Ore 22.00	Ore 23.00	Ore 24.00	Ore F1	Ore F2	Ore F3	Ore F4			
			1.00	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00	19.00	20.00	21.00	22.00	23.00	0.00								
Venerdì	01/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10	Subtotali mensili			
Sabato	02/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	03/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	04/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Martedì	05/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Mercoledì	06/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Giovedì	07/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Venerdì	08/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	09/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	10/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	11/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Martedì	12/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Mercoledì	13/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Giovedì	14/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Venerdì	15/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	16/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	17/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	18/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Martedì	19/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Mercoledì	20/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Giovedì	21/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Venerdì	22/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	23/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	24/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	25/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Martedì	26/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Mercoledì	27/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Giovedì	28/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Venerdì	29/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	30/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	31/10/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24	Ottobre			
Lunedì	01/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24	0			
Martedì	02/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	7	7	10	147			
Mercoledì	03/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10	147			
Giovedì	04/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10	450			
Venerdì	05/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	06/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	07/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	08/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Martedì	09/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Mercoledì	10/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Giovedì	11/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Venerdì	12/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	13/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	14/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	15/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Martedì	16/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Mercoledì	17/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Giovedì	18/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Venerdì	19/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F3	F2	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F4	F4	F4	0	7	7	10				
Sabato	20/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Domenica	21/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	0	0	0	24				
Lunedì	22/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F2	F2	F1	F1	F2	F2	F3	F4	F4	F4	2	8	4	10				
Martedì	23/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F2	F1	F1	F2	F1	F2	F3	F4	F4	F4	2	8	4	10				
Mercoledì	24/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2	F2	F3	F3	F3	F2	F1	F1	F2	F1	F2	F3	F4	F4	F4	2	8	4	10				
Giovedì	25/11/2004	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F4	F3	F2	F2	F2																						

Tabella A.17.5

Ripartizione nuove fasce orarie						
		F1	F3	F2	F4	
		Ore	Ore	Ore	Ore	Ore totali*
	Gennaio	0	34	204	506	744
	Febbraio	0	40	240	416	696
	Marzo	0	163	159	422	744
	Aprile	0	231	63	426	720
	Maggio	0	126	168	450	744
	Giugno	147	21	168	384	720
	Luglio	154	22	176	392	744
	Agosto	35	44	103	562	744
	Settembre	65	89	180	386	720
	Ottobre	0	147	147	450	744
	Novembre	14	126	154	426	720
	Dicembre	46	60	104	534	744
Totale		461	1103	1866	5354	8784
* anno bisestile						

 Periodo invernale
 Periodo estivo

Tabella A.17.6

Ripartizione cessione per fasce orarie					
	Cessione mensile Vestas 660				
	Totale	F1	F3	F2	F4
	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese
Gennaio	38302,3	0,0	1750,4	10502,2	26049,7
Febbraio	203214,2	0,0	11679,0	70073,9	121461,4
Marzo	38302,3	0,0	8391,5	8185,6	21725,2
Aprile	17756,3	0,0	5696,8	1553,7	10505,8
Maggio	44781,5	0,0	7584,0	10111,9	27085,6
Giugno	46266,0	9446,0	1349,4	10795,4	24675,2
Luglio	44781,5	9269,3	1324,2	10593,5	23594,5
Agosto	44781,5	2106,7	2648,4	6199,6	33826,8
Settembre	4776,5	431,2	590,4	1194,1	2560,7
Ottobre	4935,7	0,0	975,2	975,2	2985,3
Novembre	38358,6	745,9	6712,8	8204,5	22695,5
Dicembre	38302,3	2368,2	3088,9	5354,1	27491,2
Totale	564558,6	24367,1	51790,9	143743,6	344656,9

Tabella A.17.7

Ripartizione cessione per fasce orarie					
	Cessione mensile Nec-Micon 750				
	Totale	F1	F3	F2	F4
	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese
Gennaio	3379,0	0,0	154,4	926,5	2298,1
Febbraio	207765,6	0,0	11940,6	71643,3	124181,7
Marzo	3379,0	0,0	740,3	722,1	1916,6
Aprile	44959,4	0,0	14424,5	3933,9	26601,0
Maggio	24150,1	0,0	4089,9	5453,3	14606,9
Giugno	25889,1	5285,7	755,1	6040,8	13807,5
Luglio	24150,1	4998,8	714,1	5712,9	12724,3
Agosto	24150,1	1136,1	1428,2	3343,4	18242,4
Settembre	50874,3	4592,8	6288,6	12718,6	27274,3
Ottobre	52570,1	0,0	10386,8	10386,8	31796,4
Novembre	5084,4	98,9	889,8	1087,5	3008,2
Dicembre	3379,0	208,9	272,5	472,3	2425,2
Totale	469730,2	16321,2	52084,9	122441,5	278882,7

Tabella A.17.8

Ripartizione cessione per fasce orarie					
	Cessione mensile BWU 1000				
	Totale	F1	F3	F2	F4
	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese	kWh/mese
Gennaio	26848,5	0,0	1226,9	7361,7	18259,8
Febbraio	125570,3	0,0	7216,7	43300,1	75053,5
Marzo	26848,5	0,0	5882,1	5737,8	15228,6
Aprile	21893,3	0,0	7024,1	1915,7	12953,5
Maggio	4582,0	0,0	776,0	1034,7	2771,4
Giugno	4434,2	905,3	129,3	1034,7	2364,9
Luglio	4582,0	948,4	135,5	1083,9	2414,2
Agosto	4582,0	215,6	271,0	634,3	3461,2
Settembre	28569,9	2579,2	3531,6	7142,5	15316,6
Ottobre	29522,2	0,0	5833,0	5833,0	17856,2
Novembre	50116,4	974,5	8770,4	10719,3	29652,2
Dicembre	26848,5	1660,0	2165,2	3753,0	19270,3
Totale	354397,7	7283,0	42961,8	89550,6	214602,3

Tabella A.17.9

Prezzi di cessione per fascia oraria per tipologia di turbina - cessione eccedenze										
OR	Prezzo all'ingrosso riconosciuto alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato Decreto 387/03 * valori aggiornati ai sensi artt. 43 e 44, Allegato A, Delibera AEEG n. 48/04	Prezzo cessione				Vestas 660				
		F1	F2	F3	F4	Ricavo da cessione				Totale
		Centesimi EUR/kWh				F1	F2	F3	F4	
						EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno
	Gennaio ⁽¹⁾	13,3330	7,7430	6,0210	3,9840					
	Febbraio ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Marzo ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Aprile*		7,3402	6,9374	4,1089					
	Maggio*		7,5618	6,6826	4,3575					
	Giugno*	11,8101	8,4560	4,6354	4,9320					
	Luglio*	12,2243	7,6840	5,1402	4,6413					
	Agosto*	11,5193	7,3504	6,4786	4,7880					
	Settembre ⁽³⁾	13,9810	7,3200	6,6776	4,2700					
	Ottobre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Novembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Dicembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Valor medio	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389	3120	11017	3144	14954	32236
	(1) Delibera AEEG n. /03									
	(2) Artt. 4 e 5, Delibera AEEG n. 5/04									
	(3) Prezzo non aggiornato									
	(4) Valori non disponibili e ottenuti come media dei valori noti									
Vita media 20 anni										EUR 644714

Tabella A.17.10

Prezzi di cessione per fascia oraria per tipologia di turbina - cessione eccedenze										
OR	Prezzo all'ingrosso riconosciuto alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato Decreto 387/03 * valori aggiornati ai sensi artt. 43 e 44, Allegato A, Delibera AEEG n. 48/04	Prezzo cessione				Nec-Micon 750				
		F1	F2	F3	F4	Ricavo da cessione				Totale
		Centesimi EUR/kWh				F1	F2	F3	F4	
						EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno
	Gennaio ⁽¹⁾	13,3330	7,7430	6,0210	3,9840					
	Febbraio ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Marzo ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Aprile*		7,3402	6,9374	4,1089					
	Maggio*		7,5618	6,6826	4,3575					
	Giugno*	11,8101	8,4560	4,6354	4,9320					
	Luglio*	12,2243	7,6840	5,1402	4,6413					
	Agosto*	11,5193	7,3504	6,4786	4,7880					
	Settembre ⁽³⁾	13,9810	7,3200	6,6776	4,2700					
	Ottobre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Novembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Dicembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Valor medio	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389	2090	9385	3162	12100	26737
	(1) Delibera AEEG n. /03									
	(2) Artt. 4 e 5, Delibera AEEG n. 5/04									
	(3) Prezzo non aggiornato									
	(4) Valori non disponibili e ottenuti come media dei valori noti									
Vita media 20 anni										EUR 534734

Tabella A.17.11

Prezzi di cessione per fascia oraria per tipologia di turbina - cessione eccedenze										
OR	Prezzo all'ingrosso riconosciuto alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato Decreto 387/03 * valori aggiornati ai sensi artt. 43 e 44, Allegato A, Delibera AEEG n. 48/04	Prezzo cessione				BWU 1000				
		F1	F2	F3	F4	Ricavo da cessione				Totale
		Centesimi EUR/kWh				F1 EUR/anno	F2 EUR/anno	F3 EUR/anno	F4 EUR/anno	
	Gennaio ⁽¹⁾	13,3330	7,7430	6,0210	3,9840					
	Febbraio ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Marzo ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Aprile*		7,3402	6,9374	4,1089					
	Maggio*		7,5618	6,6826	4,3575					
	Giugno*	11,8101	8,4560	4,6354	4,9320					
	Luglio*	12,2243	7,6840	5,1402	4,6413					
	Agosto*	11,5193	7,3504	6,4786	4,7880					
	Settembre ⁽³⁾	13,9810	7,3200	6,6776	4,2700					
	Ottobre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Novembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Dicembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Valor medio	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389	933	6864	2608	9311	19716
	(1) Delibera AEEG n. /03 (2) Artt. 4 e 5, Delibera AEEG n. 5/04 (3) Prezzo non aggiornato (4) Valori non disponibili e ottenuti come media dei valori noti									
	Vita media 20 anni									EUR 394311

Tabella A.17.12

Prezzi di cessione per fascia oraria per tipologia di turbina - cessione completa										
OR	Prezzo all'ingrosso riconosciuto alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato Decreto 387/03 * valori aggiornati ai sensi artt. 43 e 44, Allegato A, Delibera AEEG n. 48/04	Prezzo cessione				Vestas 660				
		F1	F2	F3	F4	Ricavo da cessione				Totale
		Centesimi EUR/kWh				F1 EUR/anno	F2 EUR/anno	F3 EUR/anno	F4 EUR/anno	
	Gennaio ⁽¹⁾	13,3330	7,7430	6,0210	3,9840					
	Febbraio ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Marzo ⁽²⁾	13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
	Aprile*		7,3402	6,9374	4,1089					
	Maggio*		7,5618	6,6826	4,3575					
	Giugno*	11,8101	8,4560	4,6354	4,9320					
	Luglio*	12,2243	7,6840	5,1402	4,6413					
	Agosto*	11,5193	7,3504	6,4786	4,7880					
	Settembre ⁽³⁾	13,9810	7,3200	6,6776	4,2700					
	Ottobre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Novembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Dicembre ⁽⁴⁾	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
	Valor medio	12,8048	7,6646	6,0705	4,3389	45188	128227	59090	206117	438622
	(1) Delibera AEEG n. /03 (2) Artt. 4 e 5, Delibera AEEG n. 5/04 (3) Prezzo non aggiornato (4) Valori non disponibili e ottenuti come media dei valori noti									
	Vita media 20 anni									EUR 8772445

Tabella A.17.13

Prezzi di cessione per fascia oraria per tipologia di turbina - cessione completa										
OR	Prezzo all'ingrosso riconosciuto alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato Decreto 387/03 * valori aggiornati ai sensi artt. 43 e 44, Allegato A, Delibera AEEG n. 48/04	Prezzo cessione				Nec-Micon 750				
		F1	F2	F3	F4	F1	F2	F3	F4	Totale
		Centesimi EUR/kWh				Ricavo da cessione				
						EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno
Gennaio ⁽¹⁾		13,3330	7,7430	6,0210	3,9840					
Febbraio ⁽²⁾		13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
Marzo ⁽²⁾		13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
Aprile*			7,3402	6,9374	4,1089					
Maggio*			7,5618	6,6826	4,3575					
Giugno*		11,8101	8,4560	4,6354	4,9320					
Luglio*		12,2243	7,6840	5,1402	4,6413					
Agosto*		11,5193	7,3504	6,4786	4,7880					
Settembre ⁽³⁾		13,9810	7,3200	6,6776	4,2700					
Ottobre ⁽⁴⁾		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
Novembre ⁽⁴⁾		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
Dicembre ⁽⁴⁾		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
Valor medio		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389	43456	124077	56720	198650	422903
										EUR
Vita media 20 anni										8458068

(1) Delibera AEEG n. /03

(2) Artt. 4 e 5, Delibera AEEG n. 5/04

(3) Prezzo non aggiornato

(4) Valori non disponibili e ottenuti come media dei valori noti

Tabella A.17.14

Prezzi di cessione per fascia oraria per tipologia di turbina - cessione completa										
OR	Prezzo all'ingrosso riconosciuto alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato Decreto 387/03 * valori aggiornati ai sensi artt. 43 e 44, Allegato A, Delibera AEEG n. 48/04	Prezzo cessione				BWU 1000				
		F1	F2	F3	F4	F1	F2	F3	F4	Totale
		Centesimi EUR/kWh				Ricavo da cessione				
						EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno	EUR/anno
Gennaio ⁽¹⁾		13,3330	7,7430	6,0210	3,9840					
Febbraio ⁽²⁾		13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
Marzo ⁽²⁾		13,3830	7,7630	6,0310	3,9840					
Aprile*			7,3402	6,9374	4,1089					
Maggio*			7,5618	6,6826	4,3575					
Giugno*		11,8101	8,4560	4,6354	4,9320					
Luglio*		12,2243	7,6840	5,1402	4,6413					
Agosto*		11,5193	7,3504	6,4786	4,7880					
Settembre ⁽³⁾		13,9810	7,3200	6,6776	4,2700					
Ottobre ⁽⁴⁾		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
Novembre ⁽⁴⁾		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
Dicembre ⁽⁴⁾		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389					
Valor medio		12,8048	7,6646	6,0705	4,3389	41652	117546	54208	188961	402366
										EUR
Vita media 20 anni										8047328

(1) Delibera AEEG n. /03

(2) Artt. 4 e 5, Delibera AEEG n. 5/04

(3) Prezzo non aggiornato

(4) Valori non disponibili e ottenuti come media dei valori noti

Tabella A.18.1

Certificati verdi					
AND	<u>Cessione completa alla rete</u>		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
		Prezzo certificato EUR/MWh	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno
	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>				
	Prezzo GRTN 2002	84,18	652375	628905	598263
			EUR	EUR	EUR
Prezzo riconosciuto per i primi 8 anni					
Vita media			5218999	5031240	4786105
20 anni					

Tabella A.18.2

Certificati verdi					
AND	<u>Cessione eccedenze alla rete</u>		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
		Prezzo certificato EUR/MWh	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno
	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>				
	Prezzo GRTN 2002	84,18	47525	39542	29833
			EUR	EUR	EUR
Prezzo riconosciuto per i primi 8 anni					
Vita media			380196	316335	238666
20 anni					

Tabella A.18.3

Certificati verdi					
AND	<u>Cessione completa alla rete</u>		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
		Prezzo certificato EUR/MWh	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno
	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>				
	Prezzo GRTN 2004	97,39	754749	727596	692146
			EUR	EUR	EUR
Prezzo riconosciuto per i primi 8 anni					
Vita media			6037994	5820771	5537168
20 anni					

Tabella A.18.4

Certificati verdi					
AND	<u>Cessione eccedenze alla rete</u>		Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
		Prezzo certificato EUR/MWh	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno	Ricavo da cessione EUR/anno
	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>				
	Prezzo GRTN 2004	97,39	54982	45747	34515
			EUR	EUR	EUR
Prezzo riconosciuto per i primi 8 anni					
Vita media			439859	365976	276118
20 anni					

Tabella A.20.1

Bilancio investimento - prezzo di cessione non differenziato per fasce orarie				
	Cessione completa alla rete	Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
	Costi	EUR	EUR	EUR
AND	<u>Costo investimento</u>	8208000	8596800	8400000
AND	<u>Costi O&M</u>			
	Vita media 20 anni	2052000	2149200	2100000
	Contributi			
OR (1)	<u>Contributo da art. 12 L. 10/91</u>			
	Progettazione e realizzazione di impianti innovativi	4104000	4298400	4200000
	Ricavi			
OR (2)	<u>CIP n. 6/92 + aggiornamenti delibera AEEG n. 81/99</u>			
	Alternativo a contributi L. n. 10/91			
	Prezzo unico - energia completamente ceduta alla rete			
	Vita media 20 anni	6478800	6245719	5941411
AND	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>			
	Prezzo GRTN 2002			
	Vita media 20 anni	5218999	5031240	4786105
	Totale (1)	-937001	-1416360	-1513895
	Totale (2)	1437799	530959	227517

Tabella A.20.2

Bilancio investimento - impianto tipo B che cede le eccedenze				
	Cessione eccedenze	Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
	Costi	EUR	EUR	EUR
AND	<u>Costo investimento</u>	11743900	23876600	47556400
AND	<u>Costi O&M</u>			
	Vita media 20 anni	14068040	28233280	42349320
	Contributi			
OR (1)	<u>Contributo da art. 12 L. 10/91</u>			
	Progettazione e realizzazione di impianti innovativi	5871950	11938300	23778200
	Ricavi			
OR (2)	<u>CIP n. 6/92 + aggiornamenti delibera AEEG n. 81/99</u>			
	Alternativo a contributi L. n. 10/91			
	Prezzo differenziato			
	Vita media 20 anni	1148307	977299	758732
AND	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>			
	Prezzo GRTN 2002			
	Vita media 20 anni	380196	316335	238666
	Subotale (1)	-19559794	-39855245	-65888854
	Subotale (2)	-24283436	-50816245	-88908322
AND	<u>Vendita acqua</u>			
	Prezzo riconosciuto ESAF	EUR/m3		
	Vita media 20 anni	0,765		
		27188100	26491950	25551000
	Totale (1)	7628306	-13363295	-40337854
	Totale (2)	2904664	-24324295	-63357322

Tabella A.20.3

Bilancio investimento - prezzo di cessione differenziato per fasce orarie				
	Cessione completa	Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
	Costi	EUR	EUR	EUR
AND	<u>Costo investimento</u>	8208000	8596800	8400000
AND	<u>Costi O&M</u>			
	Vita media 20 anni	2052000	2149200	2100000
	Contributi			
AND	<u>Contributo da art. 12 L. 10/91</u>			
	Progettazione e realizzazione di impianti innovativi	4104000	4298400	4200000
	Ricavi			
AND	<u>Decreto 387/03</u>			
	Vita media 20 anni	8772445	8458068	8047328
AND	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>			
	Prezzo GRTN 2004			
	Vita media 20 anni	6037994	5820771	5537168
	Totale	8654439	7831239	7284496

Tabella A.20.4

Bilancio investimento - prezzo di cessione differenziato per fasce orarie				
	Cessione eccedenze	Vestas 660	Nec-Micon 750	BWU 1000
	Costi	EUR	EUR	EUR
AND	<u>Costo investimento</u>	11743900	23876600	47556400
AND	<u>Costi O&M</u>			
	Vita media 20 anni	14068040	28233280	42349320
	Contributi			
AND	<u>Contributo da art. 12 L. 10/91</u>			
	Progettazione e realizzazione di impianti innovativi	5871950	11938300	23778200
	Ricavi			
AND	<u>Decreto 387/03</u>			
	Vita media 20 anni	644714	534734	394311
AND	<u>Decreto ministeriale n. 11/99</u>			
	Prezzo GRTN 2004			
	Vita media 20 anni	439859	365976	276118
	Subotale	-18855417	-39270870	-65457090
AND	<u>Vendita acqua</u>	EUR/m3		
	Prezzo riconosciuto ESAF	0,765		
	Vita media 20 anni	27188100	26491950	25551000
	Totale	27627959	26857926	25827118

ALLEGATO 1

NOTE ESPLICATIVE

Formule matematiche impiegate nella progettazione

¹ Cfr. G.CROCE, M.MARINI, *Energetical, environmental and economical feasibility analysis of a wind powered desalination plant in Sardinia*, in *Proceedings of the 2002 World Wind Energy Conference and Exhibition*, Berlin (D), July 2002.

² La legge di potenza per il profilo verticale del vento quasi stazionario è definita da:

$U = U_{rif} \left(\frac{z}{z_{rif}} \right)^\alpha$, con α esponente empirico del gradiente di vento. L'equazione secondo Spera e Richards si basa sulla lunghezza di rugosità Z_0 (Tab. 1 - rif. nota 2 e Fig. 1 - rif. nota 2) e sulla velocità all'altezza di riferimento U_{rif} :

$\alpha = \alpha_0 \left(1 - 0,55 \log(U_{rif}) \right)$, con $\alpha_0 = \left(\frac{z_0}{10} \right)^{0,2}$ ed è riportata graficamente in figura N2. Per velocità molto elevate è applicata la semplificazione di Kaufman: $\alpha = 0,5 U_{rif}^{-0,77}$.

³ Calcolo effettuato tramite interpolazione su dati delle turbine eoliche ricavati da catalogo del costruttore.

⁴ Calcolo delle prevalenze per il pompaggio prevedendo pompa sommersa da mare a impianto e pompa da impianto a bacino di accumulazione dell'acqua dissalata.

⁵ Capacità mensile da progetto e capacità mensile potenziale discriminano in base al numero di unità di dissalazione effettivamente implementabili in base alla potenza mensile resa dalla wind farm. La capacità mensile da progetto è quella effettivamente progettata in base ai dati desumibili da letteratura di riferimento, quale punto di partenza per lo sviluppo del progetto (cfr. nota 1).

⁶ La situazione effettiva al *lordo pompaggi* calcola gli output del sistema al lordo degli assorbimenti energetici per pompaggio.

⁷ Il pompaggio *da mare a impianto lordo pompaggi (lp)* e il pompaggio *da impianto a bacino lordo pompaggi (lp)* calcola gli output dei valori dei pompaggi in base a nota 4 (4).

⁸ Il bilancio di potenza e energia *lordo pompaggi (lp)* calcola la reale possibilità di soddisfare le richieste energetiche delle unità di dissalazione.

⁹ La situazione effettiva *netto pompaggi (np)* calcola il numero di unità di dissalazioni in effettiva operatività.

¹⁰ Il pompaggio *da mare a impianto netto pompaggi (np)* e il pompaggio *da impianto a bacino netto pompaggi (np)* calcola i valori effettivi di producibilità idrica e assorbimenti elettrici in base a nota 9 (9).

¹¹ Il bilancio di potenza e energia *netto pompaggi (np)* calcola i bilanci di potenza e di energia dell'intero impianto misto (prendendo in considerazione gli esuberanti di energia realizzati).

¹² Il rapporto produzione effettiva / produzione potenziale è ottenuto valutando la capacità di dissalazione con unità effettivamente in funzione in base al potenziale eolico realmente disponibile e la capacità di progetto installata.

¹³ Le singole tabelle di risultato mostrano (valori di produzione idrica e copertura percentuale) come l'impianto eolico ibrido avrebbe potuto coprire i fabbisogni idrici così come riportati in letteratura (1) per gli anni 1996-2001.

¹⁴ I costi di impianto (fornitura unità, installazione, O&M) sono ricavati da (1). I costi O&M non indicati in (1) sono stati calcolati come percentuale del costo dell'unità per macchine di analoga tipologia e taglia.

Tabelle e grafici relative alle formule matematiche

Tab. 1 (rif. nota 2) - Lunghezza di rugosità superficiale			
Tipo di terreno		Tipiche lunghezze di rugosità z_0 [m]	
Aree urbane/suburbane	Città con edifici molto alti		3,0
	Città e cittadine estese	da 0,4 a 3,0	1,2
	Piccole città		0,55
	Dintorni di città		0,40
Boschi e foreste		da 0,4 a 1,2	
Campi coltivati e pianie erbose	Molti alberi/staccionate con pochi edifici		0,30
	Alberi sparsi e siepi		0,15
	Varie siepi		0,085
	Poche siepi in estate		0,055
	Messi o erba alta	da 0,002 a 0,30	0,050
	Alberi isolati		0,025
	Erba corta non tagliata		0,020
	Pochi alberi in inverno		0,010
	Erba tagliata		0,07
	Campi coperti di neve		0,02
Grandi estensioni d'acqua	Aree costiere con venti dal mare	da 0,0001 a 0,001	0,001
	Mare aperto calmo		0,0001
Deserto piatto		da 0,0001 a 0,001	
Terreno freddo coperto di neve		0,0001	
Ghiaccio		da 0,00001 a 0,00003	

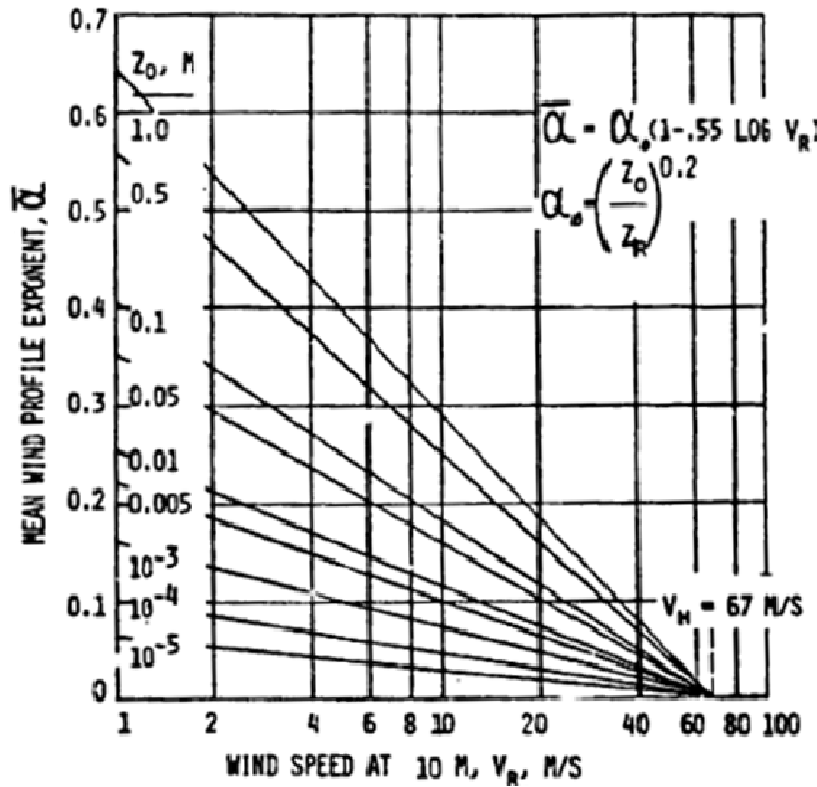


Fig. 1 (rif. nota 2) - Correlazione Spera-Richards per esp. α .

BIBLIOGRAFIA

- [1] Provvedimento del Comitato interministeriale dei prezzi n. 45/1990 del 19 dicembre 1990: *Modificazioni ai provvedimenti vigenti in materia di tariffe e condizioni di fornitura per l'energia elettrica*, in G.U. 29/12/1990, n. 302, S.O n. 90.
- [2] Delib. AEEG n. 228/01 del 18 ottobre 2001: *Testo integrato delle disposizioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas per l'erogazione dei servizi di trasporto, di misura e di vendita dell'energia elettrica*, in G.U. 22/12/2001, n. 297, S.O. n. 277, come modificata dalla Delib. dell'AEEG n. 262/01 del 15 novembre 2001: *Rettifica di errori materiali nella deliberazione dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 18 ottobre 2001*, n. 228/01, in G.U. 22/12/2001, n. 297, S.O n. 277.
- [3] Delib. AEEG n. 203/02 - Rel. tecnica del 12 dicembre 2002: *Determinazione per l'anno 2003 del prezzo all'ingrosso dell'energia elettrica destinata ai clienti del mercato vincolato*, in G.U. 08/01/2003, Serie Generale n. 5.
- [4] Delib. AEEG n. 109/03 del 24 settembre 2003: *Aggiornamento per il trimestre ottobre-dicembre 2003 di componenti e parametri della tariffa elettrica*, in G.U. 08/12/2003, Serie Generale n. 5.
- [5] Delib. AEEG n. 164/03 del 23 dicembre 2003: *Proroga della validità delle tariffe e delle opzioni tariffarie per il trasporto dell'energia elettrica e per la vendita dell'energia elettrica destinata ai clienti del mercato vincolato*, in G.U. 07/01/2004, n. 4.
- [6] Delib. AEEG n. 165/03 del 23 dicembre 2003: *Aggiornamento per il trimestre gennaio-marzo 2004 di componenti e parametri della tariffa elettrica*, in G.U. 07/01/2004, n. 4.
- [7] Delib. AEEG n. 5/04 del 30 gennaio 2004: *Testo integrato delle disposizioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas per l'erogazione dei servizi di trasmissione, distribuzione, misura e vendita dell'energia elettrica per il periodo di regolazione 2004-2007 e disposizioni in materia di contributi di allacciamento e diritti fissi*, in G.U. 08/04/2004, n. 83, S.O. n. 62, come modificata dalla Delib. AEEG n. 17/04 del 19 febbraio 2004: *Rettifica di errori materiali nella deliberazione dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 18 ottobre 2001*, n. 228/01, in G.U. 18/03/2004, n. 65.
- [8] Delib. AEEG n. 20/04 del 19 febbraio 2004: *Revisione della remunerazione dell'energia elettrica destinata al mercato vincolato*, in G.U. 18/03/2004, n. 65.
- [9] Delib. AEEG n. 48/04 del 27 marzo 2004: *Avvio del dispacciamento di merito economico per l'anno 2004 e connesse disposizioni in materia di adeguatezza della capacità produttiva del sistema elettrico nazionale e di attuazione della deliberazione dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 30 gennaio 2004*, n. 5/04, in G.U. 03/05/2004, n. 102, S.O. n. 81.
- [10] Delib. AEEG n. 50/04 del 30 marzo 2004: *Disposizioni urgenti in materia di cessione dell'energia elettrica alle imprese distributrici per la vendita ai clienti del mercato vincolato e di perequazione dei costi di approvvigionamento dell'energia elettrica destinata ai clienti del mercato vincolato*, in G.U. 16/04/2004, n. 86.
- [11] *Windenergie* 1999, Bundesverband WindEnergie e.V., Osnabrück, März 1999.
- [12] A. DELITALA, M. MARINI, A. SATTA, F. SPANEDDA, *Wind farm planning evaluation: case study in Sardinia combining engineering, community and landscape requirements*, in "Wind Engineering", 25, 3 (2001), pp. 161-170.
- [13] G. CROCE, M. MARINI, *Energetical and economical feasibility analysis of a wind powered desalination plant in Sardinia*, in Proceedings of the 2002 World Wind Energy Conference and Exhibition, Berlin (D), July 2002.

PROGETTO DI UN IMPIANTO IBRIDO PER DISSALAZIONE OPZIONE ALIMENTAZIONE: WIND POWER LOCALITÀ ISOLA DELL'ASINARA (SS)

ALLEGATO 2

Calcoli eseguiti ex normativa post D.Lgs. 3 marzo 2011, n. 28

A.1 INTRODUZIONE

Nel presente studio si vuole indagare la fattibilità tecnico-economica in termini di ritorno dell'investimento di un progetto di impianto eolico a servizio di uso di processo per dissalazione di acqua marina [1-5].

L'impianto in questione* è proposto nella zona adiacente a Cala La Reale - Trabuccato, in territorio dell'Isola dell'Asinara (provincia di Sassari), con possibile dislocazione delle macchine wind sull'intero territorio dell'isola, compatibilmente con i vincoli di parco naturale ad essa spettanti. È costituito da una wind farm, composta da un numero di turbine eoliche variabile, disposte in configurazione come da progetto illustrato nel seguito, la cui produzione di energia elettrica alimenta una batteria di dissalazione, basata sul principio di funzionamento dell'osmosi inversa (RO)¹.

A.2 CARATTERISTICHE DEL PROGETTO

I dati eolici sono costituiti da serie storiche desunte da atlante eolico per il sito in questione (EU Science Hub, Photovoltaic Geographical Information System PVGIS, IRENA International Renewable Energy Agency - wind data), con rilevazione da mast anemometrico a 7 m, 10 m e 25 m, e ricostruzione del profilo eolico.

Sono proposte tipologie di turbine eoliche compatibili con la risorsa eolica registrata, le esigenze di dissalazione e le esigenze di produzione di energia individuate, nelle configurazioni di seguito specificate.

Evidenze grafiche indicative di media annuale complessiva, senza calcolo di dettaglio, proposto invece ai paragrafi successivi, sono riportate in grafici A.2.1 - A.2.2 - A.2.3 - A.2.4.

La dissalazione proposta è descritta come in riferimento bibliografico [1-5], ed è costituita potenzialmente da sistema a compressione di vapore (Mechanical Vapour Compression - MCV), ovvero da sistema a osmosi inversa (RO). Per la presente progettazione, in seguito alle richieste energetiche, inferiori nel secondo sistema (RO) rispetto al primo (MCV), solo la dissalazione a osmosi inversa (RO) è presa in considerazione.

La batteria di dissalatori richiede potenza elettrica di funzionamento secondo le tabelle specificate nei paragrafi successivi. La dissalazione è richiesta nei mesi estivi (indicativamente 4

* Cfr. M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *A multicriteria analysis as decision-making tool for sustainable desalination: the Asinara island case study*, in *Desalination and Water Treatment*, vol. 61 (2017), pp. 274-283;
M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Sustainable desalination: integration of power supply with renewable energy sources*, in *Renewable Energy and Power Quality Journal*, No. 13, April 2015;
M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, "Sea water desalination powered by renewable energy sources for sustainable fresh water supply: construction of a partaken process in a marine protected area", in "Proceedings of Fifth International Symposium MONITORING OF MEDITERRANEAN COASTAL AREAS: PROBLEMS AND MEASUREMENT TECHNIQUES", Livorno (Italy), 17-18-19 June 2014, pp. 124-135.

mesi - metà maggio/metà settembre, a copertura delle carenze idriche riscontrabili nell'isola durante il periodo estivo) [1-5].

Sono previsti:

- una linea di prelievamento di acqua dal mare;
- una linea di trasporto di acqua dissalata dall'impianto al bacino di stoccaggio;
- una linea di scarico di acqua salmastra residua.

I valori di funzionamento complessivi dell'impianto sono ricavati da bibliografia di riferimento. I valori di funzionamento dei componenti dell'impianto sono stati ottenuti dai cataloghi di produttori.

A.3 CONSUMI IDRICI IN ASINARA

Il dettaglio dei dati di consumo idrico e della ripartizione dei valori è riportato in tabella A.3.1. Le capacità di bacino sono riportate in tabella A.3.2. Le previsioni di consumo idrico sono calcolate per 2 scenari (Reference e Governance, nel secondo si prevede un consumo virtuoso ridotto all'80% del precedente). Le producibilità del dissalatore per i due scenari sono riportate in tabella A.3.3 [2].

A.4 MODALITA' RICOSTRUZIONE DEL PROFILO DI VELOCITÀ DEL VENTO

I profili eolici sono stati desunti da dataset disponibili relativamente agli anni 2005-2014, 2006-2015, 2007-2016.

Sono stati analizzati i profili di velocità ricostruiti tramite power law² e log wind profile³.

Noto il punto di intersezione delle curve power law e log wind profile, e considerato che, per altezze superiori a quelle relative a detto punto di intersezione (8-10 m), le curve power law sottostimano la risorsa eolica rispetto a quelle log wind profile, in considerazione di altezze di hub della turbina eolica superiori ai 10 m, si è scelto di utilizzare le prime, a scopo cautelativo nella valutazione del potenziale eolico. Pertanto, i dati di risorsa eolica sono calcolati tramite power law².

Per il calcolo si è utilizzata la legge di potenza per il profilo verticale del vento quasi stazionario, che utilizza un esponente α determinato secondo Spera e Richards².

Il dettaglio del confronto del profilo di velocità del vento è riportato in grafici A.4.1- A.4.3.

Il dettaglio della ricostruzione del profilo di velocità del vento per alcuni mesi significativi (gen/apr/lug/ott), con relativo confronto tra power law² e log wind profile³, è riportato in grafici A.4.4 - A.4.7.

A.5 RICOSTRUZIONE PROFILO DI VELOCITÀ DEL VENTO ANNUALE

La velocità media del vento nel sito varia da 0,10 m/s a 22,44 m/s su base oraria, con media oraria su base annuale di 5,76 m/s, media giornaliera di minimo 3,45 m/s, media giornaliera di massimo 8,05 m/s.

I profili eolici annuali sono stati ottenuti da media di dataset disponibili relativamente agli anni 2005-2014, 2006-2015, 2007-2016. Il dettaglio della ricostruzione dei profili eolici complessivi relativi alla velocità del vento è riportato in grafico A.5.1 (annuale) e in grafici A.5.2 - A.5.4 (mensili).

Le relative curve statistiche⁴ PDF e CDF (probability density function e cumulative distribution function) sono riportate nei grafici A.5.5 - A.5.6, la ripartizione mensile di velocità è riportata in tabella A.5.1.

La PDF mostra una persistenza di risorsa eolica compresa nell'intervallo 2-6 m/s per il 56% dei valori, con un massimo per 4 m/s. La CDF conferma il superamento del 50% per una velocità di ca. 5 m/s. La tabella A.5.1 riporta la ripartizione mensile di vel. min./med./max. confermando l'intervallo 2-6 m/s come il più plausibile per il progetto e identificando la media annuale a 5,76 m/s.

A.6 RICOSTRUZIONE PROFILO DI DIREZIONALITÀ DEL VENTO ANNUALE

I profili eolici annuali sono stati ottenuti da media di dataset disponibili relativamente agli anni 2005-2014, 2006-2015, 2007-2016. Il dettaglio della ricostruzione dei profili eolici complessivi relativi alla direzionalità del vento è riportato in grafico A.6.1 (annuale) e in grafici A.6.2 - A.6.4 (mensili).

Le relative curve statistiche⁴ PDF e CDF (probability density function e cumulative distribution function) sono riportate nei grafici A.6.5 - A.6.6, la ripartizione mensile di direzionalità è riportata in tabella A.6.1.

La PDF mostra una persistenza di direzionalità della risorsa eolica compresa nell'intervallo 70°-140° per il 42,5% dei valori, con un massimo per 100°-120°. La CDF conferma il superamento del 50% per una velocità di ca. 5 m/s. Il plot dei dati mensili identifica i range di direzionalità compresi tra 100° e 220°. La tabella A.5.1 riporta la ripartizione mensile di direzionalità. min./med./max. confermando una persistenza di direzionalità media compresa tra 120° e 200° e valore medio annuale di 157°. Il punto di massimo rendimento relativo al layout farm per il progetto è stato pertanto identificato nel range sopraindicato.

A.7 ANALISI CARICHI

La ricostruzione dei carichi del dissalatore è stata effettuata mediante risultanze bibliografiche [2, 4].

Il report di carico e relative stagionalità di funzionamento sono riportate in tabelle A.7.1 e A.7.2 per lo scenario Reference, per il quale si identifica una potenza massima richiesta di 92,7 kW. Il report di carico e relative stagionalità di funzionamento sono riportati in tabelle A.7.3 e A.7.4 per lo scenario Governance, per il quale si identifica una potenza massima richiesta di 65,9 kW.

Il valore di riferimento assunto a scopo cautelativo, a cui garantire copertura di potenza, è pertanto identificato in una taglia di turbina da 100 kW. Tale valore garantisce ai picchi di carico una copertura aggiuntiva dell'8% in funzionamento stand-alone, prima dello shift in grid-absorption.

A.8 SCELTA TURBINE

La scelta delle macchine è stata effettuata tenendo in considerazione il fabbisogno di carico per esigenze di processo. La curva di potenza della turbina deve poter garantire un'operatività sufficiente alle velocità di vento più probabili così come identificate in grafico A.5.5 e A.5.6. In particolare, la criticità di copertura del carico si rileva nei mesi estivi, con esigenza di soddisfacimento nel mese di agosto, caratterizzato peraltro da bassa ventosità.

Sono state testate 7 differenti macchine con le caratteristiche indicate in tabella A.8.1. La scelta del modello è basata su compromesso tra il capacity factor⁸ della wind farm, la possibilità di soddisfare esigenze di processo nel mese di agosto con i valori di ventosità rilevati, considerazioni di natura economica. In grafici A.8.1- A.8.2 - A.8.3 sono riportati nell'ordine i capacity factor delle 7 wind farm simulate, e dei due modelli di macchine scelti. La configurazione con Enercon E 40 permette di mantenere contenute le dimensioni e la potenza della singola unità di turbina eolica, con ovvio vantaggio paesistico, a fronte tuttavia del raddoppio del numero di unità da impiegarsi (4 macchine); la configurazione con Gamesa G 58 permette di mantenere contenute il numero di unità (2 macchine), a fronte tuttavia di un incremento di potenza e delle dimensioni della singola unità di turbina eolica.

I capacity factor mostrano punti di funzionamento ottimizzato in corrispondenza della direzione statisticamente più probabile di vento pari a 110°, con massimi rispettivamente pari a 18,27% (Enercon E 40) e 21,64% (Gamesa G 58).

In grafici A.8.4- A.8.5 sono riportate le producibilità mensili delle 7 wind farm e la copertura del carico con simulazione di prima analisi.

L'altezza di hub è fissata a 50 m come da velocità di vento di progetto.

Le rispettive curve di potenza sono riportate in grafici A.8.6 e A.8.7.

Lo shear coefficient⁵ è fissato a 0,14 (1/7), valore di default per installazioni su terraferma.

A.9 CARATTERISTICHE WIND FARM

La potenza installata nella wind farm è pertanto di 2000 kW complessivi, suddivisa su 4 macchine con soluzione Enercon E 40, è invece di 1700 kW complessivi suddivisa su 2 macchine con soluzione Gamesa G 58.

Le turbine sono posizionate in configurazione lineare non sfasata in unica fila. Il distanziamento tra le turbine è di 8 diametri, il distanziamento tra le file in caso di repowering è di 8 diametri, onde minimizzare gli effetti di scia.

Le perdite di generazione elettrica sono fissate nel 2% dell'output (perdite di trasformazione, cablaggio, generica potenza attiva). La modellazione è effettuata con modello di scia simple wake⁶ [6]. Il coefficiente di turbolenza⁷ è fissato al valore 0,1.

La wind farm è orientata sui 110° (massima frequenza di vento da sud est) secondo le risultanze di ottimo del calcolo del capacity factor⁸. Il valore è in accordo con risultanze grafiche della wind frequency rose a livello annuale da atlante eolico in grafici A.2.2 e A.2.4.

A.10 DATI FINANZIARI

A.10.1 Costi di capitale e operativi - sezione wind power

I costi *installed project* di impianto eolico sono stati assunti pari a 2000 \$/kW, valore più congruo alla ridotta potenza (1700 kW/2000 kW) complessivamente installata, essendo il corrente valore di riferimento di 1500 \$/kW proprio di più grandi wind farms [7-9]. L'andamento dei valori desunti è riportato in grafici A.10.1.1 - A.10.1.2 - A.10.1.3 - A.10.1.4.

I costi O&M di impianto eolico sono stati assunti pari a 50 \$/kW, valore medio nel range 40 \$/kW-60 \$/kW, in ragione di risultanze bibliografiche [10].

A.10.2 Costi di capitale e operativi - sezione dissalatore

I costi dell'impianto di dissalazione RO (più precisamente SWRO - *Sea Water Reverse Osmosis*) vengono usualmente divisi in costi CAPEX (*Components of Associated Capital Cost*) - installazione impianto (strumentazione, costruzioni, altre strutture, tubazioni e sviluppo) e in costi OPEX (*Operation and Maintenance Cost*) - esercizio impianto (fissi: mano d'opera, amministrativo, costi di sostituzione membrane e dispositivi, tasse di impresa e proprietà; e variabili: energia, processo chimico e altre sostanze di processo [11-12]).

CAPEX

I costi CAPEX – e relativa ripartizione – sono ricavati da bibliografia recente [11-14] e sono estrapolati per l'impianto in questione, per la capacità di 430 m³/giorno (0.114 MGD – Millions of Gallons per Day) (impianto di piccolissime dimensioni, costi elevati, assenza di economie di scala), tramite curva esponenziale *best fit*. I costi di realizzazione RO sono stimati in 16000000 \$ per la capacità di dissalazione di progetto di 430 m³/giorno, come da Grafici A.10.2.1 - A.10.2.2.

Il costo CAPEX del dissalatore da attribuire alla wind farm risulta 7996 \$/kW (wind farm in configurazione Enercon E 40 - 2000 kW installati) e 9407 \$/kW (wind farm in configurazione Gamesa G 58 - 1700 kW installati), come da calcoli in Tabella A.10.2.1.

La ripartizione dei costi CAPEX sono riportata in Tabella A.10.2.2. e in Grafico A.10.2.3.

OPEX

I costi OPEX sono ricavati da bibliografia recente [15-16] e risultano estremamente variabili con la taglia dell'impianto. In Grafico A.10.2.4. sono riportati valori per impianti realizzati in funzione della capacità di dissalazione. La curva interpolante di *best fit* mostra valori pari a 0.70 \$/m³ per grandi capacità dell'ordine di 325000 m³/giorno, che salgono a 1.25 \$/m³ per grandi capacità dell'ordine di 10000 m³/giorno. Per piccole capacità il valore sale ulteriormente, e pertanto nel caso in esame si è assunto il valore di 1.50 \$/m³ [12], estrapolando la *best fit* del Grafico A.10.2.4.

Il costo giornaliero ammonta a 645 \$ per i 92 giorni di funzionamento (lug.-set.). Il costo totale annuale ammonta a 59340 \$. Il costo OPEX del dissalatore da attribuire alla wind farm risulta 30 \$/kW (configurazione Enercon E 40 - 2000 kW eolici installati) e 35 \$/kW (configurazione Gamesa G 58 - 1700 kW eolici installati), come da Tabella A.10.2.3.

La ripartizione dei costi per le due wind farm è indicata in Tabella A.10.2.4 e in Grafico A.10.2.5.

A.10.3 Costi di capitale e operativi - impianto ibrido

I costi di capitale e operativi dell'intero impianto ibrido sono ricavati come somma delle voci A.10.1 (wind power) e A.10.2 (dissalazione) e sono riportati in Tabella A.10.3.1. Tali valori sono utilizzati per i successivi calcoli economici di remuneratività dell'impianto ibrido.

A.10.4 Parametri economici

Sono stati considerati i seguenti parametri economici, i cui valori sono riportati in Tabella A.10.4.1: periodo di analisi, tasso di inflazione, IRR⁹ (*Internal Rate of Return*), schema di ammortamento¹⁰ annuale. Si escludono: il finanziamento a debito del progetto, i costi di finanziamento della costruzione, nonché gli interessi sugli stessi.

A.10.5 Considerazioni fiscali

Il progetto è stato considerato come realizzato ed esercito nell'ambito dell'attività di impresa. Il regime fiscale a cui è soggetto il progetto è stato considerato pertanto quello del reddito di impresa con le seguenti aliquote:

- IRI (IRES) = 24% (dal 1 gennaio 2017);
- IRAP = 2,93% (aliquota Sardegna 2018-2019, IRAP variabile su base regionale).

La pressione fiscale complessiva a cui è assoggettato il progetto ai fini del calcolo della redditività dello stesso, dell'ammortamento e dei benefici incentivanti previsti, è pari al 26,93%.

A.10.6 Risultanze economiche da parametri economici di progetto

Sono stati calcolate le seguenti risultanze economiche, sulla base degli assunti precedenti, i cui valori sono riportati in Tabelle A.10.5.1 - A.10.5.2, sia per la sezione wind farm isolata, sia per il complessivo impianto ibrido costituito dalla sezione wind farm e unità di dissalazione: fattore *capital recovery*, fattore *project financing*, fattore *construction financing*, costo capitale, costi fissi operativi (O&M), costi operativi variabili.

A.11 INCENTIVI APPLICABILI

Per la discussione approfondita degli incentivi applicati si veda il capitolo 3 "ENERGIE RINNOVABILI E MERCATO LIBERO DELL'ENERGIA" [17-47].

A.11.1 Osservazioni preliminari

- Il meccanismo del "Ritiro dedicato" è applicabile in base ai paragrafi "9 - Meccanismo del ritiro dedicato" e sottoparagrafi "9.1 - Accesso al Ritiro Dedicato" e "9.4 - Prezzo riconosciuto per mezzo del Ritiro Dedicato". La taglia di potenza ($P_n > 1\text{MW}$) esclude il riconoscimento dei PMG (Prezzi Minimi Garantiti) e permette l'ottenimento del solo PZO

(Prezzo Zonale Orario), equivalentemente alla vendita diretta al mercato dell'energia elettrica prodotta (Tabelle A.11.1 - A.11.2) [21- 25].

- Il meccanismo dello “Scambio sul Posto” non è applicabile in base ai paragrafi “8 - Meccanismo dello scambio sul posto” e sottoparagrafi “8.1 - Accesso allo scambio sul posto”. La taglia di potenza ($P_n > 1\text{MW}$) esclude infatti l'accesso allo “Scambio sul Posto” (Tabella A.11.3) [26-28].

A.11.2 Incentivazione prevista

L'incentivazione prevista [29-31], applicata al calcolo di redditività dell'investimento, è costituita (casi analizzati in alternativa) da:

- “meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 6 luglio 2012” (paragrafo “5 - Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei cv - ex D.M. 6 luglio 2012”) [32];
- “meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016” (paragrafo “6 - Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei cv - ex D.M. 23 giugno 2016”) [33];

in aggiunta al:

- “superammortamento per impianti IAFR” in accordo a leggi finanziarie 2016-2017 e 2018 - agevolazioni fiscali sul reddito di impresa (capitolo 3, Tab. 13 - Agevolazioni fiscali per fotovoltaico in accordo al superammortamento (Leggi finanziarie 2016-2017 e 2018)) [34-35].

A.11.2.1 Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 6 luglio 2012

La tariffa incentivante è calcolata sulla base della relazione seguente, con simboli illustrati al paragrafo citato:

$$I = K \cdot (180 - R_e) \cdot 0,78$$

Il coefficiente variabile K è assunto pari a 1, il valore di R_e è pari a 42,38 €/MWh per l'anno 2017. Segue che il valore di I è pari a 107,3436 €/MWh (118,0780 \$/MWh).

La tariffa incentivante è pertanto pari a 0,118078 \$/KWh (0,107344 €/kWh), da applicare sull'intera energia elettrica prodotta nell'arco dei 20 anni (Tabelle A.11.4 - A.11.5).

A.11.2.2 Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016

L'impianto è categorizzabile nell'eolico on-shore con $1\text{ kW} < P \leq 5000\text{ kW}$ (impianto di medie dimensioni) e pertanto per esso è prevista l'iscrizione ai Registri per l'accesso all'incentivo (Tabella A.11.6).

L'applicazione della tariffa onnicomprensiva TO è esclusa in quanto $P_n \geq 500\text{ kW}$. È possibile la sola applicazione dell'Incentivo (I), calcolato sulla base della relazione seguente, con simboli illustrati al paragrafo già citato:

$$I = T_b - PZO + P_r$$

La Tariffa Base applicata è quella prevista per l'eolico on-shore nell'anno 2016 (130 €/MWh). Il Premio $P_r=0$ €/MWh per eolico on-shore (Tabelle A.11.7 - A.11.8). Pertanto l'incentivo è costituito dalla differenza tra la T_b e 8760 valori di PZO (valori orari). Il PZO applicato è descritto al paragrafo successivo A.12.

A.11.2.3 Superammortamento per impianti IAFR in accordo a leggi finanziarie 2016-2017 e 2018 - agevolazioni fiscali sul reddito di impresa

L'ammortamento sui costi di investimento per un impianto IAFR è elevato al valore del 140% (anno 2017) del costo di realizzazione (superammortamento). Il coefficiente di ammortamento è

normativamente assunto pari al 9% annuo del valore di costo, da usufruirsi in un arco temporale della durata approssimativa di 11,1 anni. Pertanto, il modello di ammortamento¹⁰ introdotto nell'analisi è quello garantita dalla norma corrente (in alternativa al più comune 5-yr MACRS, di derivazione anglosassone, usualmente applicato).

A.12 CURVE DI CARICO ELETTRICO DI PROCESSO (DISSALAZIONE)

La curva di carico elettrico (oraria) di processo (dissalazione) e il diagramma di assorbimento medio mensile di energia elettrica funzionale al processo sono riportati in Grafici A.12.1 - A.12.2.

Essendo basato su risultanze bibliografiche mensili, l'assorbimento è supposto costante nell'arco delle 24 h, in conformità con le esigenze di un processo industriale continuo (produzione di acqua dissalata per immagazzinamento in serbatoio/bacino) e con la disponibilità di risorsa eolica ininterrotta nel corso delle 24 h. [24-25, 36-47].

La valorizzazione dell'energia elettrica acquistata è stata ricostruita in base al prezzo zonale orario di mercato (PZO) medio, desunto da dati storici per la regione Sardegna (si veda al riguardo il par. "A.14 - Vendita dell'energia sul mercato di borsa elettrica" per i valori medi assunti per fascia oraria e mese dell'anno del presente Allegato). La valorizzazione dell'energia elettrica acquistata su base oraria e su base cumulativa annuale è riportata in Grafici A.12.3 - A.12.4.

Il carico e la valorizzazione energetica complessiva del dissalatore sono riportati in Tabella A.12.1.

A.13 CONSIDERAZIONI RELATIVE ALLA PRODUZIONE E VENDITA DELL'ACQUA DISSALATA

La competitività economica del progetto di impianto ibrido (eolico+dissalatore) deve essere valutata, così come presentato ai paragrafi successivi, anche in considerazione dell'apporto fornito alla redditività annuale dalla vendita dell'acqua dissalata prodotta. Al fine di valutare tale apporto, sono state analizzate tariffe recenti di vendita, il cui trend è confermato anche in aumento, di ABBANOIA S.P.A. - Gestore Unico del Servizio Idrico Integrato della Regione Sardegna. Risulta che il consumo sardo medio per utenza sia dell'ordine dei 200 m³/anno. Pertanto, la tariffa utilizzata per le analisi economiche ai paragrafi successivi è quella di 3.820 €/m³, con un ricavo annuale previsto di 151119 € e ricavo sull'intera vita utile dell'impianto al netto dell'inflazione paria a 3022384 €. Detti ricavi, ai fini dei calcoli svolti sulla redditività complessiva, sono assoggettati alla tassazione indicata al paragrafo "A.10.5 - Considerazioni fiscali" del presente Allegato, costituita da IRI (IRES) = 24% (dal 1 gennaio 2017) e IRAP = 2,93% (aliquota Sardegna 2018-2019, IRAP variabile su base regionale).

Le tariffe per scaglioni di consumo idrico, nonché i ricavi per la vendita di acqua dissalata, annuali e ventennali, in base alla produttività del dissalatore (430 m³/giorno - mesi estivi), sono riportati in Tabelle A.13.1 - A.13.4 e Grafici A.13.1 - A.13.4.

A.14 VENDITA DELL'ENERGIA SUL MERCATO DI BORSA ELETTRICA

La remunerazione dell'energia elettrica immessa in rete (così come dell'energia elettrica acquistata nelle simulazioni che prevedono tale forma di alimentazione del dissalatore), a cui si devono aggiungere i previsti incentivi per energia rinnovabile, è stata calcolata in base al PZO (Prezzo Zonale Orario), fatto registrare nella regione di mercato Sardegna per l'anno 2017. Tale valore, differenziato per fasce orarie (F1: lun-ven 8-19; F2: lun-ven 7-8 e 19-23, sab 7-23; F3: lun-ven 0-7

e 23-24, sab 0-7 e 23-24, dom 0-24 - cfr. Grafici A.14.1 - A.14.5) e per mesi dell'anno, è riportato in Tab. A.14.1.

Il Prezzo Zonale Orario è pertanto costituito da un vettore di 8760 valori di prezzo orari.

A.15 REMUNERAZIONE ENERGIA ELETTRICA PRODOTTA

A.15.1 Calcolo LCOE generalizzato senza incentivi

Sono stati calcolati i valori di LCOE¹¹ in modalità semplificata al variare dell'IRR (nell'intervallo 1%-25%) sia per la sezione wind farm isolata, sia per il complessivo impianto ibrido costituito dalla sezione wind farm e unità di dissalazione. L'andamento dell'LCOE è riportato in Grafici A.15.1.1 - A.15.1.2.

Nel caso dell'ipotetica progettazione di una wind farm isolata, l'LCOE varia tra 0.067 €/kWh e 0.330 €/kWh, in funzione dell'IRR; risultando i valori fatti registrare con Gamesa G 58 più bassi di quelli fatti registrare con Enercon E 40, in quanto la wind farm sarebbe costituita da 2 unità, contro le 4 unità della soluzione con Enercon E 40. I valori sono in linea con quelli di analoghi impianti eolici puri di analoga potenza.

Nel caso in questione dell'impianto ibrido, l'LCOE varia tra 0.282 €/kWh e 1.552 €/kWh, con valori poco dissimili fatti registrare dalle due soluzioni Gamesa G58 e Enercon E40, in quanto l'incremento è principalmente dovuto al costo capitale e di esercizio dell'impianto di dissalazione. I valori estremamente elevati di LCOE mostrano come sia imprescindibile la politica incentivante per le energie rinnovabili ed eventualmente una politica incentivante specifica per bisogni idrici.

A.15.2 Casistica di vendita totale al mercato dell'energia elettrica prodotta e acquisto dal mercato dell'energia elettrica necessaria per gli usi di processo (dissalazione) - vendita dell'acqua dissalata prodotta

Sono stati analizzati separatamente due casi a confronto, al fine di valutare l'impatto dei costi della dissalazione: 1) equivalente wind farm senza la presenza del dissalatore e 2) impianto ibrido (wind farm + dissalatore).

Sono stati calcolati i valori di IRR⁹ e NPV⁹ al netto della tassazione (valori *After Tax*) in funzione della vita utile del progetto (20 anni).

A.15.2.1 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 6 luglio 2012

Gli incentivi applicati in questa casistica sono quelli riportati al paragrafo A.11.2.1 (incentivi ex D.M. 6 luglio 2012), con la compresenza dell'incentivo fiscale riportato al paragrafo A.11.2.3.

Nel caso 1) (equivalente wind farm senza la presenza del dissalatore) i valori di prezzi di vendita (PPA), costi livellizzati di energia (COE), NPV e IRR raggiunti sono riportati in Tabelle A.15.2.1.1 - A.15.2.1.2. Nel caso 1) (equivalente wind farm senza la presenza del dissalatore) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.2.1.1 - A.15.2.1.2. Risultano evidenti la positivizzazione dell'IRR tra il 7° e 8° anno (Enercon E 40), tra il 8° e 9° anno (Gamesa G 58), e la positivizzazione del NPV tra il 14° e 15° anno (Enercon E 40), tra il 15° e 16° anno (Gamesa G 58).

Il semplice esercizio della wind farm da sola garantisce redditività dell'investimento (NPV positivo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV paria a 425746 € e IRR di fine progetto pari a 11.08% (Enercon E 40); NPV pari a 292705 € e IRR di fine progetto pari a 10.64% (Gamesa G 58).

Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i valori di prezzi di vendita (PPA), costi livellizzati di energia (COE), NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle in Tabelle A.15.2.1.3 - A.15.2.1.4. Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e

NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.2.1.3 - A.15.2.1.4. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV paria a -11283124 € e IRR di fine progetto pari a -4.04% (Enercon E 40); NPV paria a -14669955 € e IRR di fine progetto pari a -8.30% (Gamesa G 58).

È evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

Nel caso 3) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)), è riproposta l'analisi del caso 2), con la variante della contabilizzazione del reddito prodotto dalla vendita dell'acqua prodotta (per tariffe e analisi prezzi si veda il paragrafo A.13) e dell'ulteriore costo dell'energia elettrica acquistata dalla rete per il funzionamento del dissalatore, i valori di prezzi di vendita (PPA), costi livellizzati di energia (COE), NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.2.1.5 - A.15.2.1.6. Nel caso 3) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.2.1.5 - A.15.2.1.6. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV paria a -10343755 € e IRR di fine progetto pari a -2.27% (Enercon E 40); NPV paria a -13731499 € e IRR di fine progetto pari a -6.19% (Gamesa G 58).

L'introduzione della vendita dell'acqua dissalata prodotta contribuisce a riassorbire il costo capitale e a mitigare la negatività dell'IRR, ma non in maniera risolutiva.

Anche in questo caso è evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

A.15.2.2 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 23 giugno 2016

Gli incentivi applicati in questa casistica sono quelli riportati al paragrafo A.11.2.2 (incentivi ex D.M. 23 giugno 2016), con la compresenza dell'incentivo fiscale riportato al paragrafo A.11.2.3.

Nel caso 1) (equivalente wind farm senza la presenza del dissalatore) i valori di prezzi di vendita (PPA), costi livellizzati di energia (COE), NPV e IRR raggiunti sono riportati in Tabelle A.15.2.2.1 - A.15.2.2.2. Nel caso 1) (equivalente wind farm senza la presenza del dissalatore) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.2.2.1 - A.15.2.2.2. Risultano evidenti la positivizzazione dell'IRR tra il 10° e 11° anno (Enercon E 40), tra il 13° e 14° anno (Gamesa G 58), e la mancata positivizzazione del NPV sia per Enercon E 40 che per Gamesa G 58 anche in caso di wind farm semplice. Il cambiamento del regime incentivante porta a una (seppur modesta) mancata competitività dell'investimento, anche in caso di wind farm semplice. La ragione è da ricercarsi nella taglia dell'impianto (non sufficientemente piccolo da ricevere un'incentivazione più generosa, non sufficientemente grande da risultare più competitivo in termini di costo specifico per economie di scala).

L'IRR di fine progetto è tuttavia ancora pari a 5.35% (Enercon E 40) e pari a 4.25% (Gamesa G 58).

L'analisi tecnico economica di progetto è peggiorativa rispetto alla casistica con incentivazione ex D.M. 6/7/12.

Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i valori di prezzi di vendita (PPA), costi livellizzati di energia (COE), NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.2.2.3 - A.15.2.2.4. Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.2.2.3 - A.15.2.2.4. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV pari a -12554905 € e IRR di fine progetto pari a -7.18% (Enercon E 40); NPV pari a -15952284 € e IRR di fine progetto pari a -12.39% (Gamesa G 58).

È evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

L'analisi tecnico economica di progetto è peggiorativa rispetto alla casistica con incentivazione ex D.M. 6/7/12.

Nel caso 3) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)), è riproposta l'analisi del caso 2), con la variante della contabilizzazione del reddito prodotto dalla vendita dell'acqua prodotta (per tariffe e analisi prezzi si veda il paragrafo A.13) e dell'ulteriore costo dell'energia elettrica acquistata dalla rete per il funzionamento del dissalatore, i valori di prezzi di vendita (PPA), costi livellizzati di energia (COE), NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.2.2.5 - A.15.2.2.6. Nel caso 3) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.2.2.5 - A.15.2.2.6. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV pari a -11615535 € e IRR di fine progetto pari a -4.75% (Enercon E 40); NPV pari a -15013827 € e IRR di fine progetto pari a -9.21% (Gamesa G 58).

L'introduzione della vendita dell'acqua dissalata prodotta contribuisce a riassorbire il costo capitale e a mitigare la negatività dell'IRR, ma non in maniera risolutiva.

Anche in questo caso è evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

L'analisi tecnico economica di progetto è peggiorativa rispetto alla casistica con incentivazione ex D.M. 6/7/12.

L'analisi svolta in questo paragrafo mostra il peggioramento (dovuto alla progressiva riduzione della politica incentivante alle rinnovabili, e in particolare a certe taglie di eolico) in termini di redditività dell'investimento, nel passaggio dal regime incentivante ex D.M. 6 luglio 2012 al regime ex D.M. 23 giugno 2016. La criticità è tanto più vistosa quando si tratta di impianti ibridi e non di meri impianti IAFR di produzione di energia elettrica, in quanto i costi capitale dell'impianto di processo connesso (dissalatore) devono anch'essi essere riassorbiti tramite la redditività dell'energia prodotta.

A.15.3 Casistica di vendita al mercato eccedenza dell'energia elettrica prodotta e totale acqua dissalata - utilizzo in situ dell'energia elettrica autoprodotta necessaria per usi di processo (dissalazione)

Per questa casistica è stato analizzato solo impianto ibrido (wind farm + dissalatore), in quanto fondamentale la presenza dell'impianto di processo (dissalazione), quale utenza di assorbimento e autoconsumo dell'energia elettrica prodotta in situ.

Sono stati calcolati i valori di IRR⁹ e NPV⁹ al netto della tassazione (valori *After Tax*) in funzione della vita utile del progetto (20 anni).

A.15.3.1 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 6 luglio 2012

Gli incentivi applicati in questa casistica sono quelli riportati al paragrafo A.11.2.1 (incentivi ex D.M. 6 luglio 2012), con la compresenza dell'incentivo fiscale riportato al paragrafo A.11.2.3.

Nel caso 1) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i costi livellizzati di energia (COE), i costi di energia elettrica per dissalazione senza il sistema eolico (Electricity cost without system), i costi di energia elettrica assorbiti dalla rete con il sistema eolico (Electricity cost with system), in caso di carico più elevato della potenza prodotta, i risparmi netti in presenza del sistema eolico (Net savings with system), i valori di NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.3.1.1 - A.15.3.1.2. Nel caso 1) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.3.1.1 - A.15.3.1.2. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV pari a -11108963 € e IRR di fine progetto pari a -3.46% (Enercon E 40); NPV pari a -10544056 € e IRR di fine progetto pari a -3.00% (Gamesa G 58).

È evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)), è riproposta l'analisi del caso 1), con la variante della contabilizzazione del reddito prodotto dalla vendita dell'acqua prodotta (per tariffe e analisi prezzi si veda il paragrafo A.13) e dell'ulteriore costo dell'energia elettrica acquistata dalla rete per il funzionamento del dissalatore, i costi livellizzati di energia (COE), i costi di energia elettrica per dissalazione senza il sistema eolico (Electricity cost without system), i costi di energia elettrica assorbiti dalla rete con il sistema eolico (Electricity cost with system), in caso di carico più elevato della potenza prodotta, i risparmi netti in presenza del sistema eolico (Net savings with system), i valori di NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.3.1.3 - A.15.3.1.4. Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.3.1.3 - A.15.3.1.4. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV pari a -10112354 € e IRR di fine progetto pari a -1.72% (Enercon E 40); NPV pari a -9547446 € e IRR di fine progetto pari a -1.28% (Gamesa G 58).

L'introduzione della vendita dell'acqua dissalata prodotta contribuisce a riassorbire il costo capitale e a mitigare la negatività dell'IRR, ma non in maniera risolutiva.

Anche in questo caso è evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

A.15.3.2 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 23 giugno 2016

Gli incentivi applicati in questa casistica sono quelli riportati al paragrafo A.11.2.2 (incentivi ex D.M. 23 giugno 2016), con la compresenza dell'incentivo fiscale riportato al paragrafo A.11.2.3.

Nel caso 1) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i costi livellizzati di energia (COE), i costi di energia elettrica per dissalazione senza il sistema eolico (Electricity cost without system), i costi di energia elettrica assorbiti dalla rete con il sistema eolico (Electricity cost with system), in caso di carico più elevato della potenza prodotta, i risparmi netti in presenza del sistema eolico (Net savings with system), i valori di NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.3.2.1 - A.15.3.2.2. Nel caso 1) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.3.2.1 - A.15.3.2.2. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV pari a -12139685 € e IRR di fine progetto pari a -5.11% (Enercon E 40); NPV pari a -11581325 € e IRR di fine progetto pari a -4.64% (Gamesa G 58).

È evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

Il cambiamento del regime incentivante porta a un peggioramento della mancata competitività dell'investimento. Anche in questo caso la ragione è da ricercarsi nella taglia dell'impianto (non sufficientemente piccolo da ricevere un'incentivazione più generosa, non sufficientemente grande da risultare più competitivo in termini di costo specifico per economie di scala).

L'analisi tecnico economica di progetto è peggiorativa rispetto alla casistica con incentivazione ex D.M. 6/7/12.

Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)), è riproposta l'analisi del caso 1), con la variante della contabilizzazione del reddito prodotto dalla vendita dell'acqua prodotta (per tariffe e analisi prezzi si veda il paragrafo A.13) e dell'ulteriore costo dell'energia elettrica acquistata dalla rete per il funzionamento del dissalatore, i costi livellizzati di energia (COE), i costi di energia elettrica per dissalazione senza il sistema eolico (Electricity cost without system), i costi di energia elettrica assorbiti dalla rete con il sistema eolico (Electricity cost with system), in caso di carico più elevato della potenza prodotta, i risparmi netti in presenza del sistema eolico (Net savings with system), i valori di NPV e IRR raggiunti, sono riportati in Tabelle A.15.3.2.3 - A.15.3.2.4. Nel caso 2) (impianto ibrido (wind farm + dissalatore)) i rispettivi andamenti di IRR⁹ e NPV⁹ sono riportati in Grafici A.15.3.2.3 - A.15.3.2.4. Risulta evidente la mancata positivizzazione dell'IRR e del NPV per entrambe le soluzioni (Enercon E 40 e Gamesa G 58) e, in prima battuta, la mancata competitività dell'investimento. L'esercizio combinato della wind farm e del dissalatore, in virtù dell'elevatissimo costo capitale del secondo, rendono critico l'investimento (NPV negativo) con entrambe le tipologie di turbine: NPV pari a -11143075€ e IRR di fine progetto pari a -3.15% (Enercon E 40); NPV pari a -10584715€ e IRR di fine progetto pari a -2.71% (Gamesa G 58).

L'introduzione della vendita dell'acqua dissalata prodotta contribuisce a riassorbire il costo capitale e a mitigare la negatività dell'IRR, ma non in maniera risolutiva.

Anche in questo caso è evidente la necessità di compensazione con contributi a fondo perduto per la specificità del progetto di natura di bene sociale (acqua) o ulteriori benefici specifici sull'energia elettrica prodotta o ulteriori sgravi fiscali.

L'analisi tecnico economica di progetto è peggiorativa rispetto alla casistica con incentivazione ex D.M. 6/7/12.

L'analisi svolta in questo paragrafo mostra, anche nella casistica di cessione al mercato della sola eccedenza e consumo in situ dell'energia prodotta per esigenze di processo, il peggioramento (dovuto alla progressiva riduzione della politica incentivante alle rinnovabili e in particolare a certe taglie di eolico) in termini di redditività dell'investimento, nel passaggio dal regime incentivante ex D.M. 6 luglio 2012 al regime ex D.M. 23 giugno 2016. Va sottolineato anche il fatto che le esigenze di dissalazione, a causa del funzionamento stagionale e limitato nel tempo, in particolare in mesi in

cui la risorsa eolica viene a ridursi, non permettono di far incontrare nella maniera più favorevole la curva di carico elettrico con la curva di produzione elettrica, costringendo così a vendere, senza vederla consumata in situ, la ben più abbondante energia elettrica prodotta nei mesi invernali e primaverili/autunnali.

La criticità economica di redditività riscontrabile è tanto più vistosa quando si tratta di impianti ibridi e non di meri impianti IAFR di produzione di energia elettrica, in quanto i costi capitale dell'impianto di processo connesso (dissalatore) devono anch'essi essere riassorbiti tramite la redditività dell'energia prodotta.

A.16 CONCLUSIONI

L'analisi svolta su un caso reale di progettazione di impianto ibrido di dissalazione acqua marina per l'isola dell'Asinara, alla luce della recente normativa regolante il dispacciamento e la vendita dell'energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile (eolico) conduce alle seguenti conclusioni.

A.16.1 Considerazioni su confronto tra impianti IAFR non ibridi e impianti IAFR ibridi

Un semplice impianto IAFR (analisi condotte sulla sola sezione eolica), in virtù del progressivo abbattimento dei costi capitale di installazione e manutenzione, registrato negli ultimi decenni, mantiene una sua concorrenzialità nel lungo periodo, mostrando costi dell'energia alla produzione (LCOE - Levelized Cost Of Energy) in linea con valori che possono essere considerati competitivi per la successiva vendita sul mercato elettrico. L'avvicinamento dell'LCOE ai valori standardizzati per fonte si realizza in maniera parziale, in quanto il fattore di maggiore incidenza sull'LCOE medesimo è costituito dalla taglia dell'impianto, che a sua volta è responsabile dell'economia di scala complessiva. Differentemente dall'impianto di piccole dimensioni del caso in esame, le grandi wind farm (potenza installata dell'ordine delle decine/centinaia di MW) possono beneficiare di un capacity factor più elevato, e quindi di una maggiore capacità di sfruttamento della fonte primaria, così come di un abbassamento del costo specifico di impianto, in termini di €/kW installato. Tali fattispecie portano a LCOE più bassi e più competitivi, allorquando l'energia elettrica prodotta viene rivenduta sul mercato della Borsa Elettrica.

A.16.2 Considerazioni su LCOE di impianto ibrido (processo dissalazione)

L'analisi svolta, anche tramite gli opportuni confronti con sezioni wind alone, mostra il cambiamento radicale nei valori di LCOE, allorquando il calcolo tecnico economico prende in considerazione i costi capitale e di esercizio dell'impianto di dissalazione (RO) servito dall'impianto di produzione IAFR. Nella fattispecie del processo di dissalazione, l'elevatissimo costo capitale dell'apparato RO, negativizza il NPV e l'IRR del progetto nell'intera vita utile del medesimo.

Il risultato è certamente funzione della taglia dell'impianto IAFR. Capacità di produzione di acqua dissalata maggiori, così come di produzione di energia elettrica da risorsa eolica maggiori, abbattendo i costi capitale specifici, possono dare origine a curve di NPV e IRR più favorevoli.

Parimenti, scelte di esercizio del dissalatore differenti, come la produzione in continuo di acqua dissalata, per quantitativi molto maggiori di quelli indicati negli scenari presi a riferimento (Reference/Governance – produzioni di acqua limitate ai mesi estivi), possono portare a redditività molto maggiori del progetto.

A.16.3 Considerazioni sul trend della politica incentivante alle rinnovabili

L'analisi svolta, anche tramite gli opportuni confronti con forme di incentivazione differenti e modificate nel corso degli anni (D.M. 6/7/12 e D.M. 23/6/16), mostra come la progressiva riduzione della politica di sostegno alle energia rinnovabili impatti negativamente sulla redditività finale di un progetto con impianto ibrido.

Tale riduzione dell'incentivazione, giustificabile su impianti IAFR "puri" (in quanto questi sono capaci di autoripagarsi, in virtù dell'abbattimento dei costi di impianto e installazione registrata negli ultimi decenni), diventa più critica quando l'impianto è ibridizzato e i ricavi devono andare a ripagare anche le sezioni di processo.

A.16.4 Considerazioni sulla necessità di supporto aggiuntivo agli impianti ibridi con ulteriori forme di finanziamento

In tema di impianti ibridi alimentati da impianti IAFR appare evidente come l'incentivazione alle energie rinnovabili appaia insufficiente per rendere concorrenziale anche questa tipologia di impianti.

Allorquando l'impianto ibrido assolva nello specifico le funzioni di impianto il cui processo (dissalazione di acqua marina, in zone a forte carenza idrica per il consumo umano) sia funzionale alla fornitura di un bene di valenza "sociale", quale l'acqua potabile per il consumo umano, nuove forme di incentivazione all'energia rinnovabile potrebbero essere introdotte, così come forme di incentivazione ai quantitativi di produzione del bene "sociale" stesso (incentivi alla produzione idrica). Analogamente, incentivi in conto capitale sul valore economico del progetto stesso, o sgravi fiscali (più significativi del semplice ammortamento, quali detrazioni di imposta paragonabili a quelle sul reddito IRPEF per le persone fisiche, da prevedersi anche sul reddito di impresa), potrebbero rappresentare una soluzione efficace per la competitività di impianti ibridi a fonte rinnovabile.

ALLEGATO 2

TABELLE E GRAFICI

Grafico A.2.1 - A.2.2 - A.2.3 - A.2.4

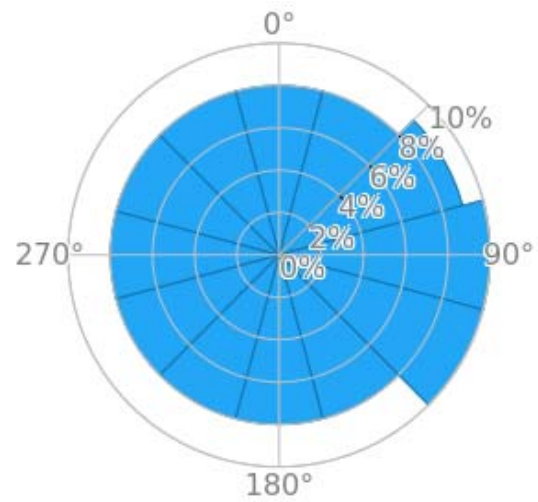
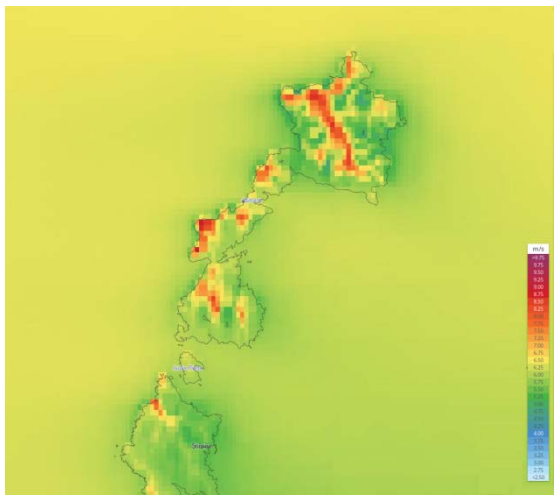
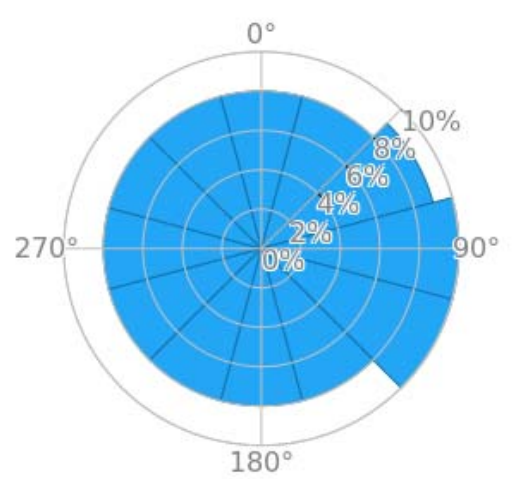
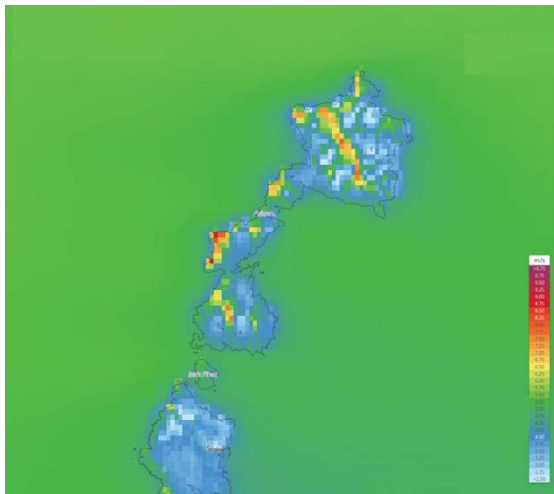


Tabella A.3.1

Maximum monthly water need for each activity			
Cala d'Oliva	La Reale- Trabuccato	Fornelli- S.Maria	Total
[m ³ /month]	[m ³ /month]	[m ³ /month]	[m ³ /month]
2513	1357	0	3870
1550	1550	1550	4650
28	0	0	28
4556	16842	349	21757
8042	19157	1899	28849

Tabella A.3.2 - A.3.3

Asinara's artificial reservoirs			
Basin	Volume	Elevation	Catchment surf.
	[m ³]	a.s.l. [m]	[m ² /month]
Cala d'Oliva	13000	80	15734,00
Campu Perdu	15000	10	5733,00
Fornelli	50000	30	7751,00
Santa Maria	15000	10	11778,00

Asinara's water needs		
Scenario	Volume	Note
	[m ³ /day]	
Reference	430	-
Governance	300	Prevision: 80% of water consumption calc. in Reference

Grafico A.4.1 - A.4.2 - A.4.3

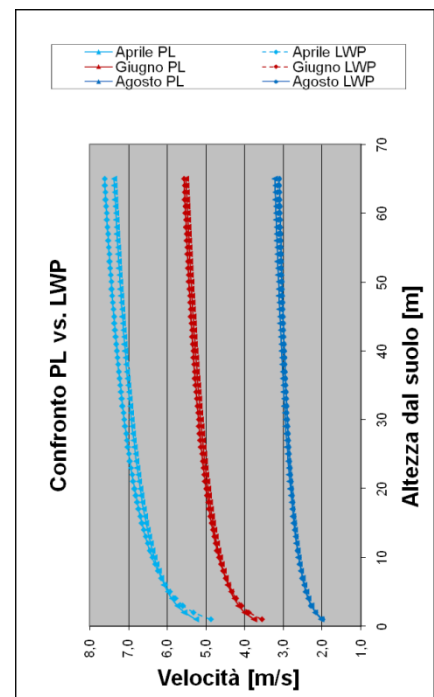
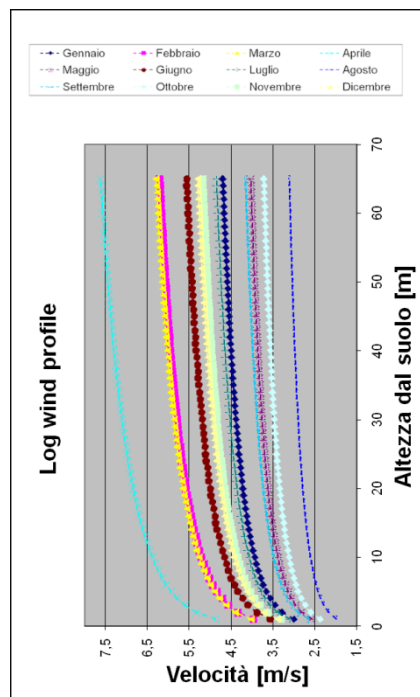
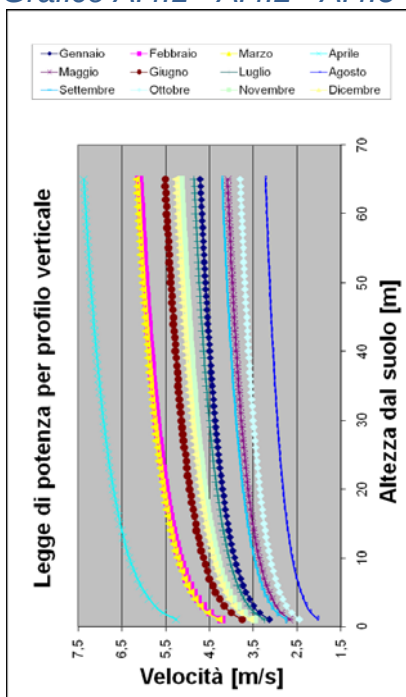
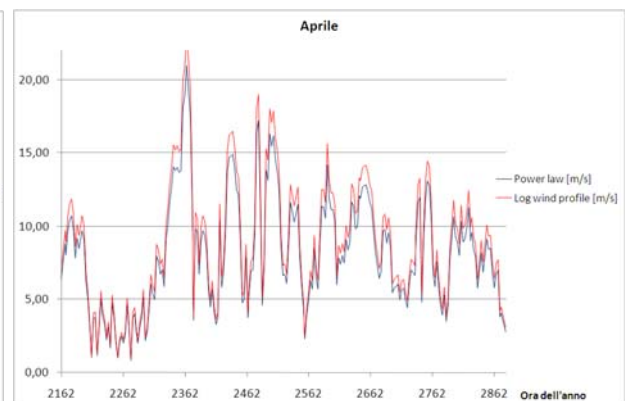
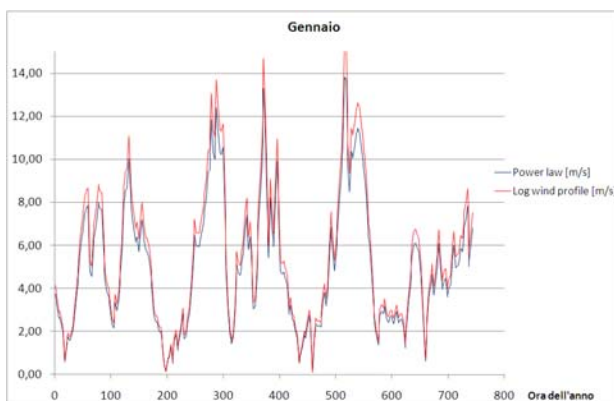


Grafico A.4.4 - A.4.5 - A.4.6 - A.4.7



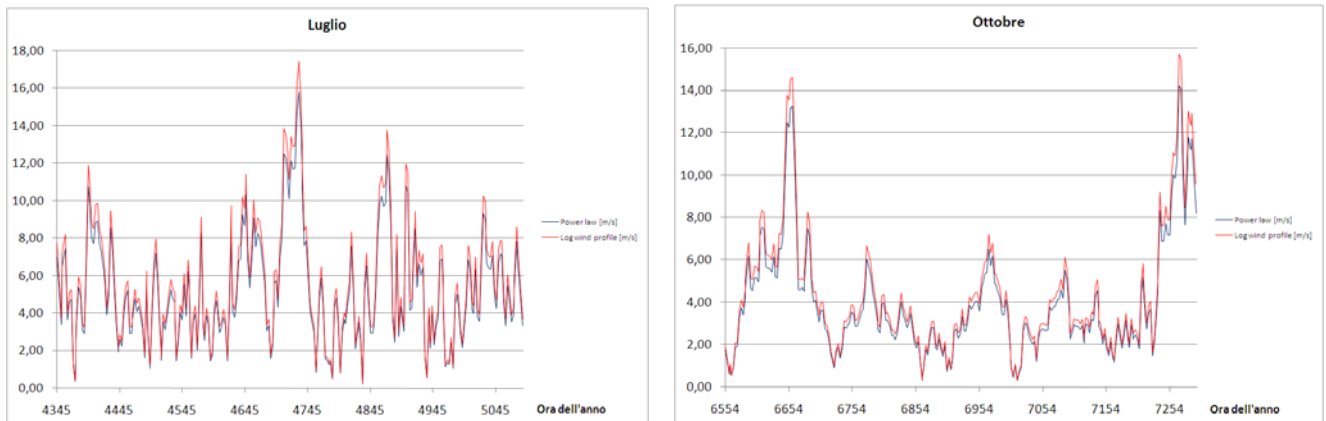
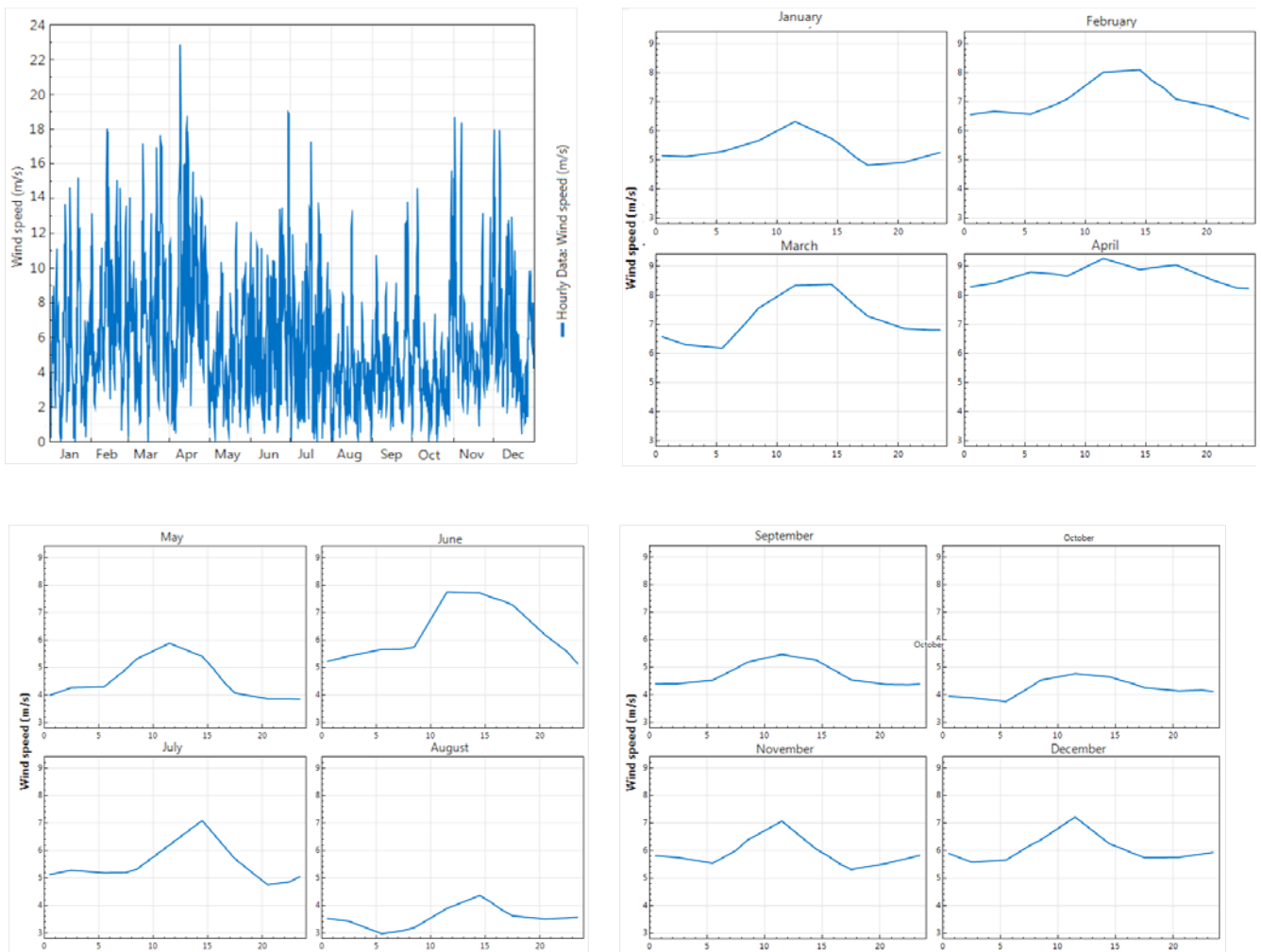


Grafico A.5.1 - A.5.2 - A.5.3 - A.5.4 - A.5.5 - A.5.6



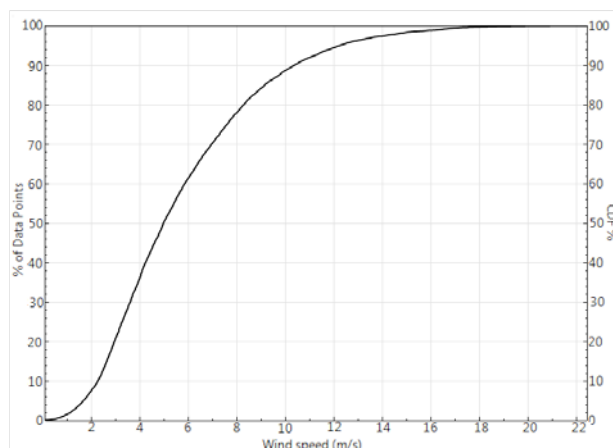
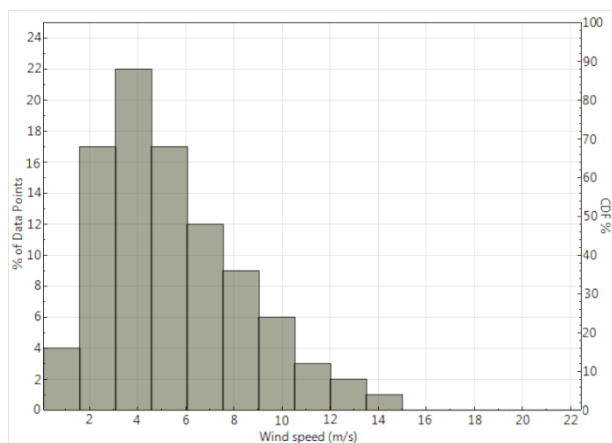
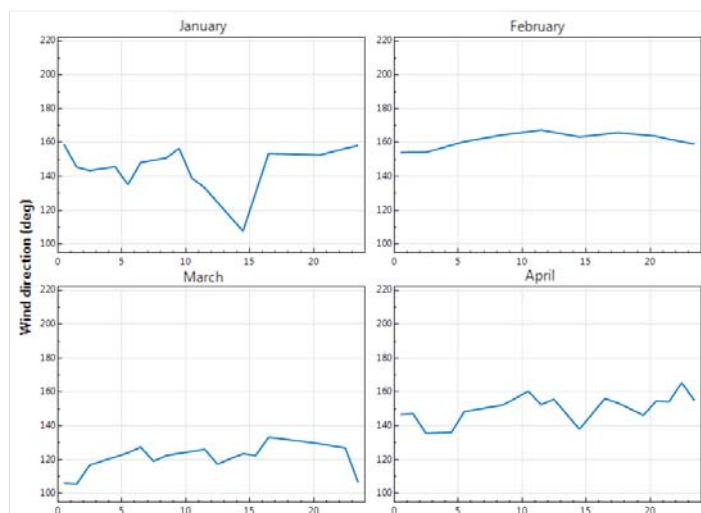
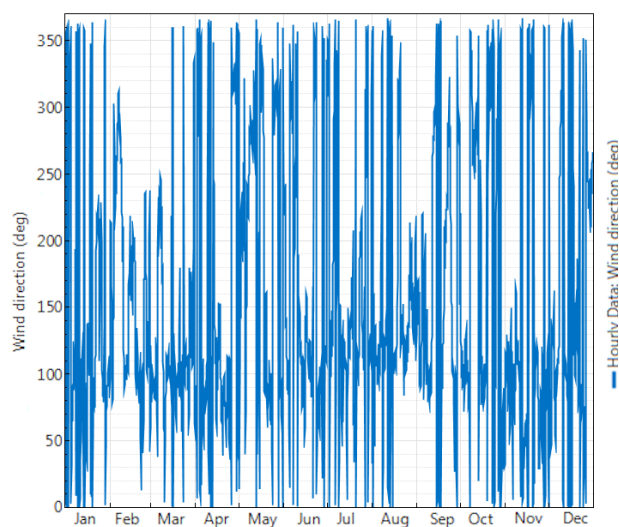


Tabella A.5.1

Profilo velocità del vento - ripartizione mensile (@ 50m)						
Mese	Media	Min	Max	St Dev	Avg Daily Min	Avg Daily Max
	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
Jan	5.3693	0.1175	14.7706	3.1108	3.2543	7.4547
Feb	7.0852	1.0467	17.5902	3.2368	4.5611	9.3162
Mar	7.1898	0.0961	17.2271	3.6563	4.4205	9.8226
Apr	8.7046	0.8865	22.439	4.0204	5.0314	11.5004
May	4.6016	0.3631	12.2394	2.3188	2.6259	6.3316
Jun	6.3576	0.8758	18.9466	3.1589	3.2282	9.4888
Jul	5.5426	0.2563	16.8639	2.937	2.6659	8.7057
Aug	3.5529	0.1175	12.9016	2.1279	2.1116	5.0241
Sep	4.7508	1.0467	13.3822	2.2953	2.9556	6.2754
Oct	4.2491	0.3204	15.1765	2.8272	2.7265	5.8269
Nov	5.9109	1.2923	18.263	2.9996	3.9916	8.1124
Dec	6.0575	0.8331	17.5475	3.1701	3.8335	8.5813
Total	5.7632	0.0961	22.439	3.3272	3.4479	8.0473

Grafico A.6.1 - A.6.2 - A.6.3 - A.6.4 - A.6.5 - A.6.6



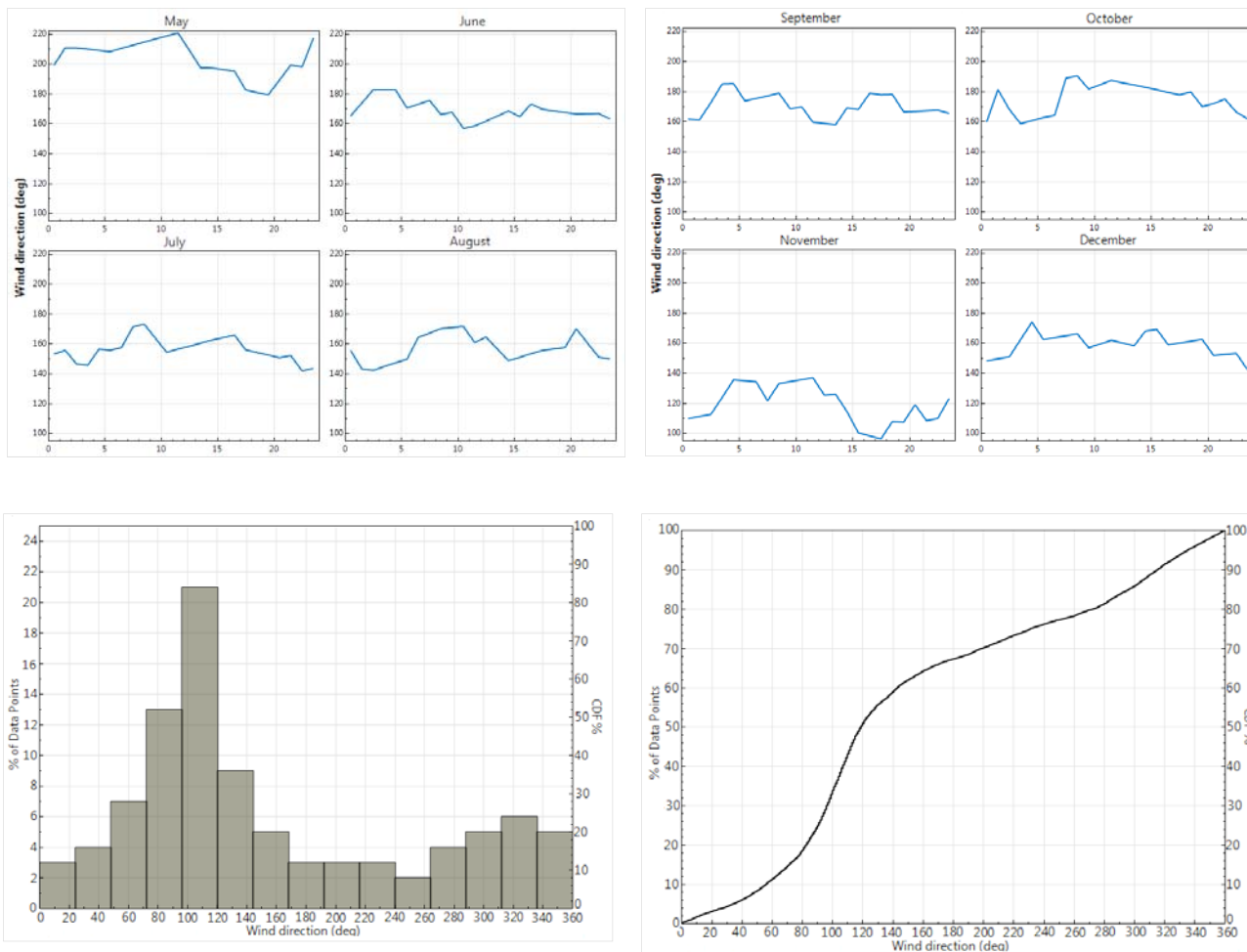


Tabella A.6.1

Profilo direzione del vento - ripartizione mensile (@ 50m)						
Mese	Media	Min	Max	St Dev	Avg Daily Min	Avg Daily Max
	[deg]	[deg]	[deg]	[deg]	[deg]	[deg]
Jan	144.098	0	359	106.295	67.5484	242.355
Feb	161.853	19	312	68.1919	121.419	188.839
Mar	122.535	3	359	64.6455	83.0968	156.548
Apr	149.453	4	359	104.72	86.2581	214.097
May	203.48	2	359	99.1812	140.613	269.677
Jun	168.582	1	357	94.9186	95.5484	222.548
Jul	156.206	1	359	89.7344	88.9032	208.71
Aug	156.819	0	360	80.7144	91.6774	207.742
Sep	170.478	0	360	90.1154	118.581	214.161
Oct	174.925	1	359	107.176	99.6452	230.387
Nov	119.057	0	360	99.8362	63.5484	161.677
Dec	158.984	0	360	103.206	89.7742	228.29
Total	157.226	0	360	96.0708	96.0164	211.923

Tabella A.7.1 - A.7.2 - A.7.3

Energia elettrica specifica per la dissalazione	
Dati	
Energia elettrica per unità di distillato - RO	[kWh/m ³] 4.4
Energia elettrica per unità di distillato - Pretrattamento RO	[kWh/m ³] 0.4

FABBISOGNO ENERGETICO DISSALATORE - RO										Scenario Reference		
Pompaggio acqua di Alimento					Pompaggio SALAMOIA					Funzionamento RO		Totale
Mese	Giorni mese	Port. alimen.	Perdite distrib.	Perdite conc.	Energia pompag.	Portata salamoia	Perdite distrib.	Perdite conc.	Energia pomp.	Portata dissalata	RO - Energia elettrica richiesta	Impianto - Energia elettrica richiesta
		[m ³ /d]	[m]	[m]	[kWh/mese]	[m ³ /d]	[m]	[m]	[kWh/mese]	[m ³ /d]	[kWh/mese]	[kWh/mese]
Gen	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Feb	28	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Mar	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Apr	30	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Mag	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Giu	30	1228.6	3.3		431.6	798.6	3.7		315.8	430.0	61920.0	62667.4
Lug	31	1228.6	3.3		446.0	798.6	3.7		326.4	430.0	63984.0	64756.3
Ago	31	1228.6	3.3		446.0	798.6	3.7		326.4	430.0	63984.0	64756.3
Set	30	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Ott	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Nov	30	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Dic	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0

FABBISOGNO ENERGETICO SISTEMA ACQUA GREZZA E DISSALATA						Scenario Reference	
		IMPIANTO DISSALAZIONE		POMPAGGIO			
Mese	Giorni mese	Impianto - Energia elettrica richiesta	Linea acqua GREZZA da Fornelli/Santa Maria a Campu Perdu	Linea acqua DISSALATA da Campu Perdu (La Reale) a Cala D'Oliva	TOTALE Sistema dissalazione	TOTALE Sistema dissalazione - Potenza elettrica richiesta	
		[kWh/mese]	[kWh/mese]	[kWh/mese]	[kWh/mese]	[kW]	
Gen	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Feb	28	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Mar	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Apr	30	0.0	648.7	0.0	648.7	0.9	0.9
Mag	31	0.0	2168.1	0.0	2168.1	2.9	2.9
Giu	30	62667.4	739.5	987.3	64394.2	89.4	89.4
Lug	31	64756.3	2321.3	1896.2	68973.8	92.7	92.7
Ago	31	64756.3	1760.1	1710.8	68227.3	91.7	91.7
Set	30	0.0	1725.1	0.0	1725.1	2.4	2.4
Ott	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Nov	30	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Dic	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTALE [kWh/anno]		192180.1	9362.8	4594.3	206137.2		

Tabella A.7.4 - A.7.5

FABBISOGNO ENERGETICO DISSALATORE - RO												Scenario Governance
Pompaggio acqua di Alimento						Pompaggio SALAMOIA				Funzionamento RO		Totale
Mese	Giorni mese	Port. alimen.	Perdite distrib.	Perdite conc.	Energia pompag.	Portata Salamoia	Perdite distrib.	Perdite conc.	Energia pomp.	Portata Dissalata	RO - Energia elettrica richiesta	Impianto - Energia elettrica richiesta
		[m ³ /d]	[m]	[m]	[kWh/mese]	[m ³ /d]	[m]	[m]	[kWh/mese]	[m ³ /d]	[kWh/mese]	[kWh/mese]
Gen	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Feb	28	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Mar	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Apr	30	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Mag	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Giu	30	857.1	4.5		410.8	557.1	5.0		300.6	300.0	43200.0	43911.4
Lug	31	857.1	4.5		424.5	557.1	5.0		310.6	300.0	44640.0	45375.1
Ago	31	857.1	4.5		424.5	557.1	5.0		310.6	300.0	44640.0	45375.1
Set	30	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Ott	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Nov	30	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0
Dic	31	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0

FABBISOGNO ENERGETICO SISTEMA ACQUA GREZZA E DISSALATA												Scenario Governance
IMPIANTO DISSALAZIONE						POMPAGGIO						
Mese	Giorni mese	Impianto - Energia elettrica richiesta				Linea acqua GREZZA da Fornelli/Santa Maria a Campu Perdu		Linea acqua DISSALATA da Campu Perdu (La Reale) a Cala D'Oliva		TOTALE Sistema dissalazione	TOTALE Sistema dissalazione - Potenza elettrica richiesta	
		[kWh/mese]				[kWh/mese]		[kWh/mese]		[kWh/mese]	[kW]	
Gen	31	0.0				0.0		0.0		0.0	0.0	0.0
Feb	28	0.0				0.0		0.0		0.0	0.0	0.0
Mar	31	0.0				0.0		0.0		0.0	0.0	0.0
Apr	30	0.0				380.6		0.0		380.6		0.5
Mag	31	0.0				1822.5		0.0		1822.5		2.4
Giu	30	43911.4				930.7		513.8		45355.9		63.0
Lug	31	45375.1				2401.1		1284.6		49060.8		65.9
Ago	31	45375.1				1799.8		1109.3		48284.2		64.9
Set	30	0.0				1417.2		0.0		1417.2		2.0
Ott	31	0.0				0.0		0.0		0.0		0.0
Nov	30	0.0				0.0		0.0		0.0		0.0
Dic	31	0.0				0.0		0.0		0.0		0.0
TOTALE												
[kWh/anno]		192180.1				9362.8		4594.3		206137.2		

Tabella A.8.1

Turbine testate per le 7 differenti wind farm					
Model	Rated Nom. Power [kW]	Rated wind speed [m/s]	N. blades	Diameter [m]	N. Units
Enercon E 44	900	16.5	3	44	2
Enercon E 48	800	12.0	3	48	2
Enercon E 40	550	12.0	3	40	4
Nordex N 43	600	15.0	3	43	4
Vestas V 52	850	14.0	3	52	4
Gamesa G 52	800	13.0	3	52	3
Gamesa G 58	850	12.5	3	58	2

Grafico A.8.1 - A.8.2 - A.8.3

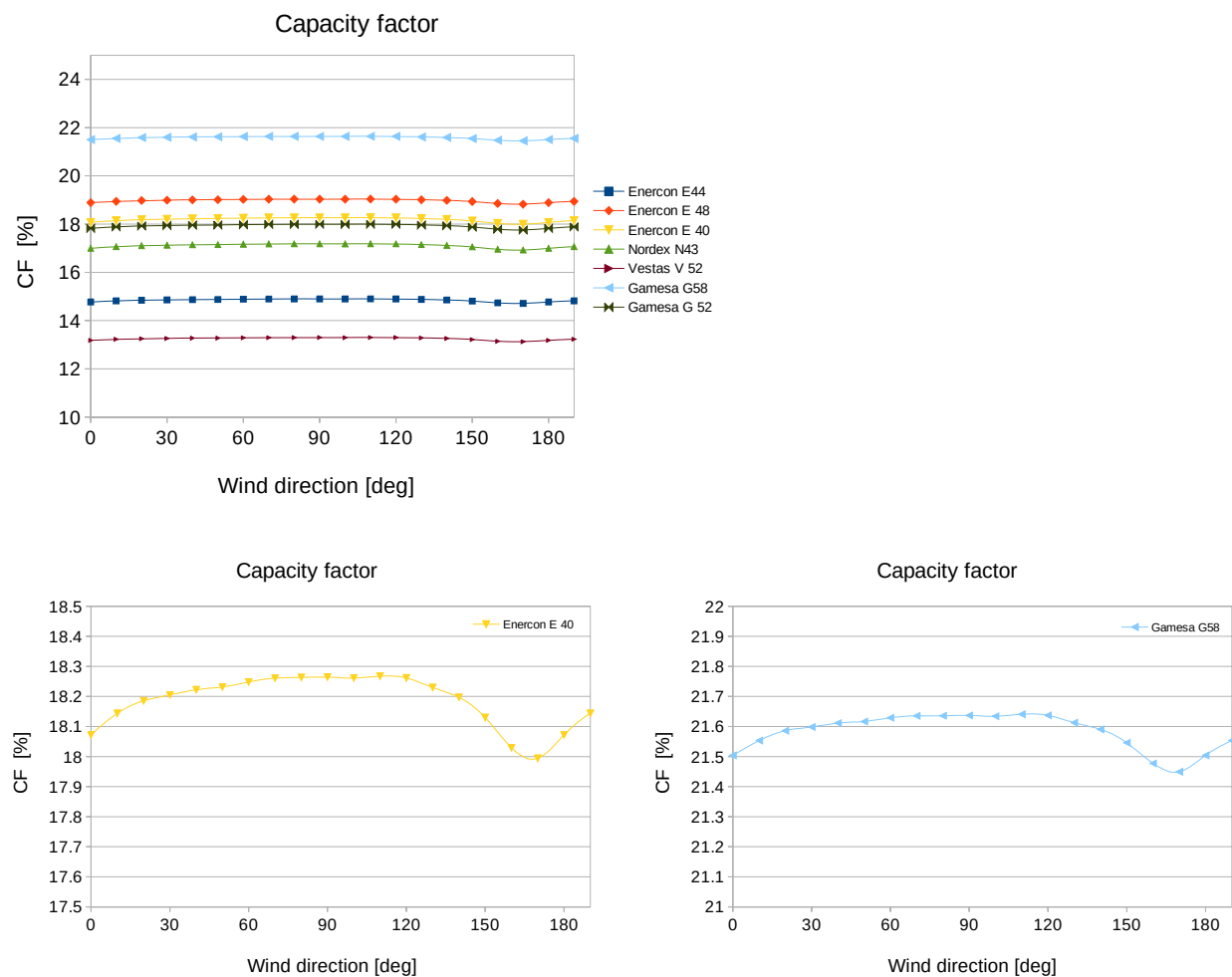


Grafico A.8.4 - A.8.5

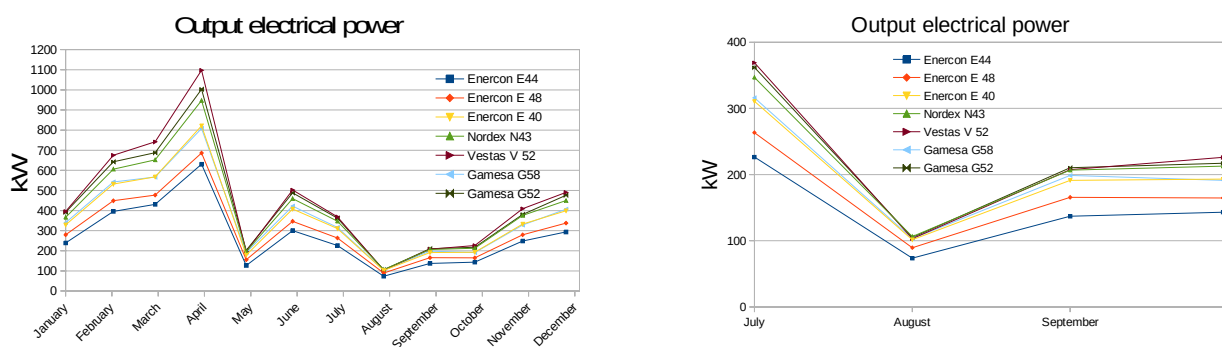


Grafico A.8.6 - A.8.7

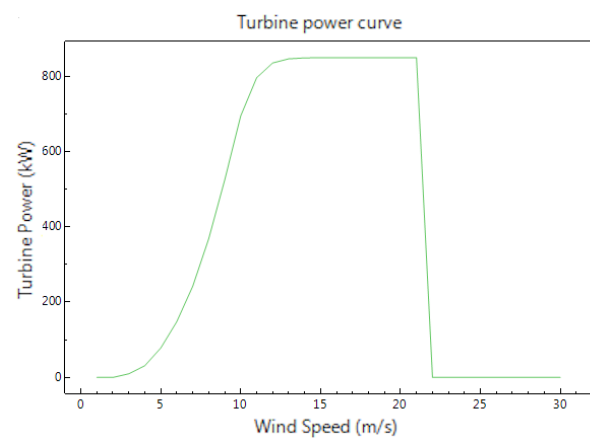
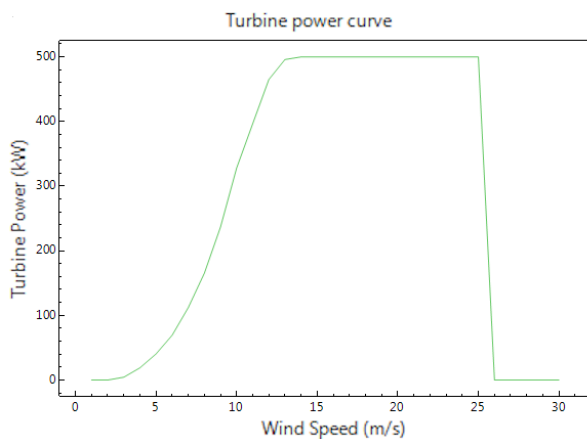
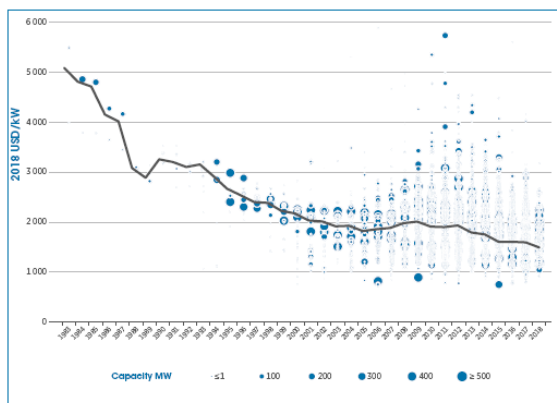
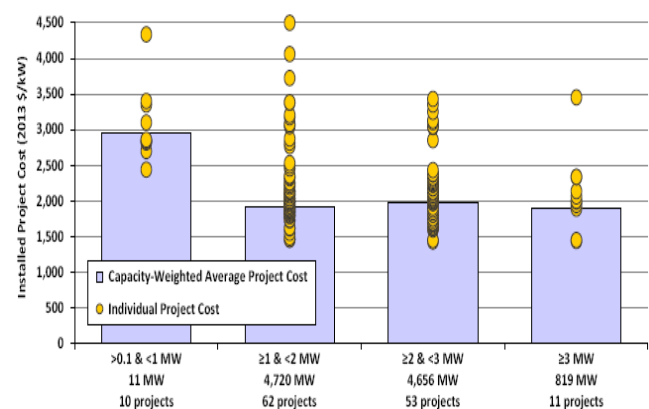


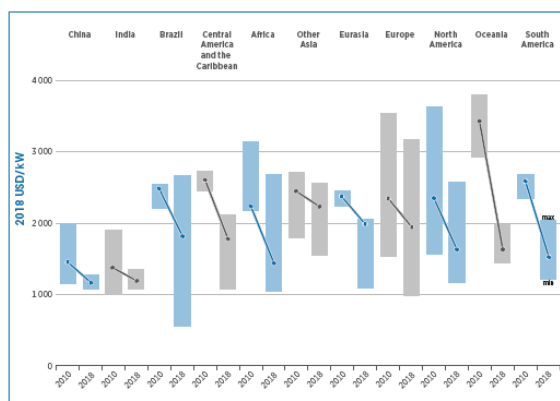
Grafico A.10.1.1 - A.10.1.2 - A.10.1.3 - A.10.1.4



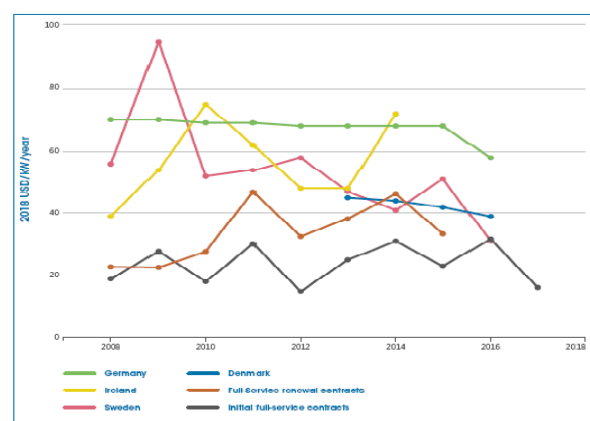
Total installed costs of onshore wind projects and global weighted average by year of commissioning [9].



Installed wind power project costs by turbine size: 2012–2013 projects [8].



Total installed cost ranges and weighted averages for onshore wind projects by country/region [9].



Full-service (initial and renewal) O&M pricing indexes, weighted average O&M revenues of 2 manufacturers, and O&M costs in Denmark, Ireland and Sweden [9].

Grafico A.10.2.1 - A.10.2.2

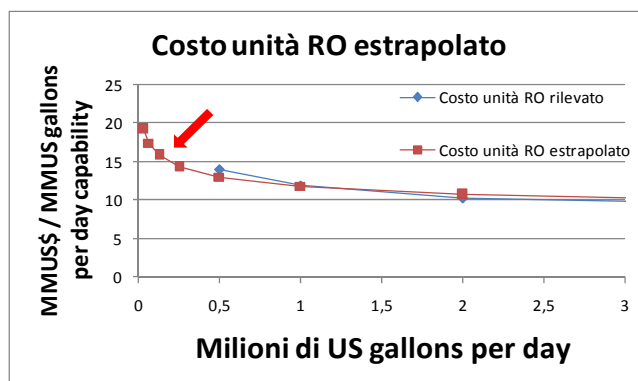
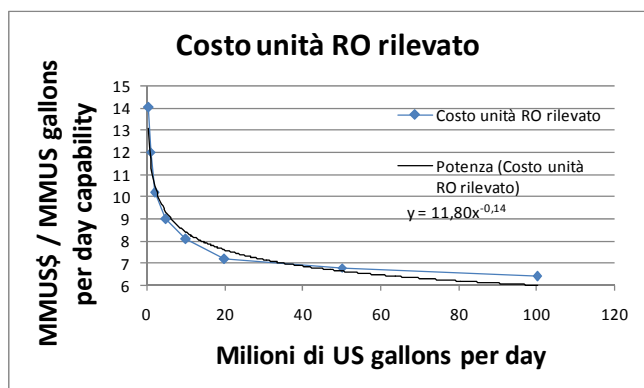


Tabella A.10.2.1

Caratteristiche dell'unità di dissalazione		
Capacità dissalazione		
[m ³ /day]	[gal/day]	[Mgal/day]
300	79251.9	0.079
430	113594.3	0.114

Costi CAPEX - unità dissalazione - 430 m ³ /day - P = 100 kW		
Costo unità RO	[M\$]	16
	[\$]	15992462
Costo unità RO per kW _{eolico} installato (Enercon E 40)	[M\$/kW]	0.008
	[\$/kW]	7996
Costo unità RO per kW _{eolico} installato (Gamesa G 58)	[M\$/kW]	0.009
	[\$/kW]	9407

Tabella A.10.2.2 - Grafico A.10.2.3

Ripartizione costi CAPEX dell'unità di dissalazione				
			Enercon E 40	Gamesa G 58
		[\$]	[\$/kWinst]	[\$/kWinst]
Intake	21%	3358417	1679	1976
Pretreatment	10%	1599246	800	941
Desal. System	20%	3198492	1599	1881
Post-treatment	2%	319849	160	188
Water storage & distrib.	10%	1599246	800	941
Electrical & instrumentation	8%	1279397	640	753
Civil, site, permitting, BOP	8%	1279397	640	753
Brine discharge & solids handling	9%	1439322	720	847
Misc. Eng. & Develop. Costs	12%	1919095	960	1129

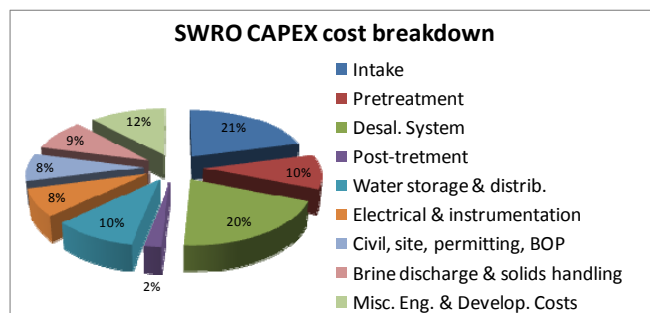
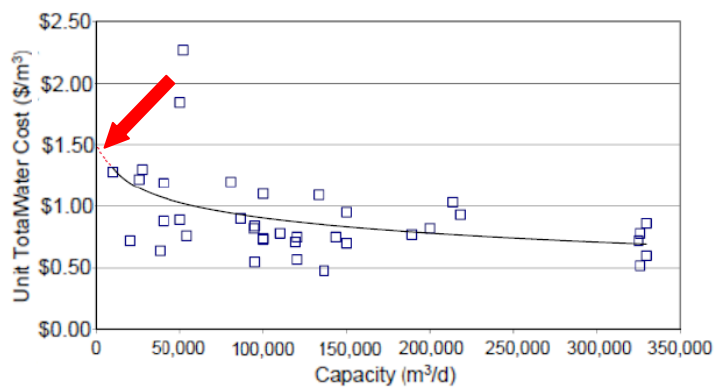


Grafico A.10.2.4



RO plant unit production cost vs. project capacity [16].

Tabella A.10.2.3

Costi OPEX - unità dissalazione - 430 m ³ /day- P _{diss} = 100 kW		
Costo unitario	[\$/m ³]	[\$/gal]
	1.5	0.006
Costo giornaliero	[\$]	[\$]
	645	645
Giorni funzionamento	[day]	[day]
	92	92
Costo totale annuale	[\$]	[\$]
	59340	59340
Costo unità RO per kW _{eolico} installato (Enercon E 40)	[\$/kW]	[\$/kW]
	30	30
Costo unità RO per kW _{eolico} installato (Gamesa G 58)	[\$/kW]	[\$/kW]
	35	35

Tabella A.10.2.4 - Grafico A.10.2.5

Ripartizione costi OPEX dell'unità di dissalazione					
			Enercon E40	Gamesa G58	
		[\$/m ³]	[\$/year]	[\$/kWinst]	[\$/kWinst]
Power	44%	0.66	26110	13.1	15.4
Membrane & cartridge filter	9%	0.14	5341	2.7	3.1
Solid waste	4%	0.06	2374	1.2	1.4
Chemicals	12%	0.18	7121	3.6	4.2
Mainten. (equip., pipe, facility, etc.)	7%	0.11	4154	2.1	2.4
Labor	12%	0.18	7121	3.6	4.2
Misc. Fixed costs	6%	0.09	3560	1.8	2.1
Equipment warranty	2%	0.03	1187	0.6	0.7
Misc. (permits, utilities, tools, etc.)	4%	0.06	2374	1.2	1.4

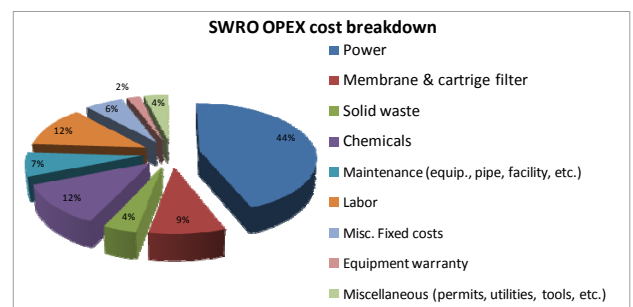


Tabella A.10.3.1 - A.10.4.1

Costi di capitale e operativi		
	Enercon E 40 [\$ /kW]	Gamesa G 58 [\$ /kW]
Sezione wind power		
Capitale	2000	2000
Operativi	50	50
Sezione dissalatore		
CAPEX	7996	9407
OPEX	30	35
Impianto ibrido (wind + diss.)		
Capitale	9996	11407
Operativi	80	85

Parametri economici	Valore
Periodo di analisi	20 anni
Tasso di inflazione annuale	2,5 %
Percentuale di finanziamento esterno del progetto	0%
Interessi su debito	0%
Schema ammortamento ¹⁰	5-yr MACRS ^a
Costi di finanziamento nel periodo di costruzione	0
Interessi sui costi di finanziamento nel periodo di costruzione	0%
(a) Modified Accelerated Cost Recovery System	

Tabella A.10.6.1 - A.10.6.2

Parametri economici - Sezione wind power		
	Enercon E 40	Gamesa G 58
Fattore <i>capital recovery</i> (CRF)	Variabile con IRR	Variabile con IRR
Fattore <i>project financing</i> (PFF)	1.097	1.097
Fattore <i>construction financing</i> (CFF)	1	1
Costo capitale (CC)	4000000 \$	3400000 \$
Costi fissi operativi O&M (FOC)	100000 \$	85000 \$
Costi operativi variabili (VOC)	0 \$/kWh	0 \$/kWh

Parametri economici - Impianto ibrido (wind + dissalatore)		
	Enercon E 40	Gamesa G 58
Fattore <i>capital recovery</i> (CRF)	Variabile con IRR	Variabile con IRR
Fattore <i>project financing</i> (PFF)	1.097	1.097
Fattore <i>construction financing</i> (CFF)	1	1
Costo capitale (CC)	19992000 \$	19391900 \$
Costi fissi operativi O&M (FOC)	160000 \$	144500 \$
Costi operativi variabili (VOC)	0 \$/kWh	0 \$/kWh

Tabella A.11.1 - A.11.2

Accesso al Ritiro Dedicato				
Potenza	Fonte	Note 1	Note 2	
$A_n \leq 10$ MVA	Rinnovabili	Produzione imputabile derivante da centrali ibride inclusa	-	
$A_n \leq 10$ MVA	Convenzionali	Produzione non imputabile derivante da centrali ibride inclusa	-	
$A_n \geq 10$ MVA	Rinnovabili	Esclusa eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice e idraulica (acqua fluente)	Se impianto nella titolarità di autoproduttore	
Qualsiasi	Rinnovabili	Eolica, solare, geotermica, del moto ondoso, maremotrice e idraulica (acqua fluente)	-	

Condizioni di remunerazione del Ritiro Dedicato				
Fonte	Tipologia	Titolarità a incentivo aggiuntivo	Potenza	Remunerazione dell'energia elettrica
Rinnovabili	Qualsiasi	NO	$P < 1$ MW	Prezzi Minimi Garantiti (PMG) possibile
Rinnovabili	PV	SI	$P < 100$ kW	Prezzi Minimi Garantiti (PMG) possibile
Rinnovabili	Idraulica	SI	$P < 500$ kW (*)	Prezzi Minimi Garantiti (PMG) possibile
Rinnovabili	Qualsiasi (ad eccezione dei casi precedenti)	SI	$P < 1$ MW	Prezzo Zonale Orario (PZO)
Rinnovabili	Qualsiasi	INDIFFERENZIATO	$P > 1$ MW	Prezzo Zonale Orario (PZO)

(*) potenza efficiente

Tabella A.11.3

Condizioni di accesso allo Scambio sul Posto		
Oggetto della condizione	Condizione	Scambio sul Posto
Utente	Controparte del contratto di acquisto dell'energia elettrica prelevata nel punto di scambio	SI
	Non è controparte del contratto di acquisto dell'energia elettrica prelevata nel punto di scambio	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC da fonti rinnovabili (prima del 31/12/07)	≤ 20 kW	SI
	> 20 kW	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC da fonti rinnovabili (prima del 31/12/14)	≤ 200 kW	SI
	> 200 kW	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC da un impianto HYCHP (cogenerazione ad alto rendimento)	≤ 200 kW	SI
	> 200 kW	NO
Potenza complessivamente installata nell'ASSPC (tutte le fonti)	≤ 500 kW	SI
	> 500 kW	NO

Tabella A.11.4 - A.11.5

Meccanismi incentivanti - ex D.M. 6 luglio 2012				Meccanismi incentivanti - ex D.M. 6 luglio 2012	
Coefficiente K				R _e per gli anni 2016-2018	
Fonte		K ¹	K ²	Anno	€/MWh
Qualsiasi		-	1,0	2016	51,69
1 Eolica		1,0	-	2017	42,38
2 Geotermica		0,9	-	2018	53,14
3 Biomasse e biogas prodotti da attività agricola, allevamento e foresta da filiera corta		1,8	-		
4 Rifiuti biodegradabili, biomasse (diverse da quelle di cui al punto n. 3)		1,3	-		
5 Gas di discarica residuati dai processi di depurazione e biogas (diverse da quelle di cui al punto n. 3)		0,8	-		

¹ post 31/12/2007
² ante 31/12/2007

Tabella A.11.6 - A.11.7 - A.11.8

Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016			
Schema delle modalità di accesso agli incentivi per impianti nuovi, riattivazioni, integrali ricostruzioni (**) e potenziamenti (***)			
TIPOLOGIA DI FONTE	ACCESSO DIRETTO (kW)	REGISTRO (kW)	ASTA (kW)
Eolico onshore	$1 < P \leq 60$ (*)	$1 < P \leq 5000$	$P > 5000$
Eolico off-shore	$1 < P \leq 60$ (*)		$P > 5000$
Idroelettrico (di cui all'art. 4.3.b punti i, ii, iii, iv)	$1 < P \leq 250$ (*)	$1 < P \leq 5000$	
Idroelettrico (diversi dall'art. 4.3.b punti i, ii, iii, iv)		$1 < P \leq 5000$	
Oceanica	$1 < P \leq 60$ (*)	$1 < P \leq 5000$	
Geotermoelettrico		$1 < P \leq 5000$	$P > 5000$
Biomasse (art 8.4.a-b)	$1 < P \leq 200$ (*)	$1 < P \leq 5000$	
Biomasse (art 8.4.c-d)		$1 < P \leq 5000$ (****)	$P > 5000$ (****)
Biogas	$1 < P \leq 100$ (*)	$1 < P \leq 5000$ (****)	
Solare Termodinamico	$1 < P \leq 100$	$1 < P \leq 5000$	$P > 5000$

(*) Per impianti realizzati con procedure ad evidenza pubblica da Amministrazioni pubbliche, anche tra loro associate, ivi inclusi i Consorzi di Bonifica, ad eccezione dei potenziamenti, le potenze massime per l'accesso diretto sono raddoppiate.

(**) L'intervento di integrale ricostruzione non è contemplato per gli impianti alimentati da bioliquidi, biogas, gas di discarica, gas residuati dei processi di depurazione e idroelettrici installati negli acquedotti.

(***) Per interventi di potenziamento gli intervalli di potenza sono riferiti all'aumento della potenza dell'impianto al termine dell'intervento.

(****) Per impianti di cui all'articolo 8, comma 4, lettera d) e gas di depurazione e gas di discarica e bioliquidi sostenibili

(*****) Per impianti di cui all'articolo 8, comma 4, lettere c) e d)

Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016				
Tariffe incentivanti base (Tb) e periodo di diritto agli incentivi				
Fonte	Tipologia	Potenza	Periodo di diritto agli incentivi	Tariffa incentivante base (2016)
Eolico	Onshore	$1 \leq P \leq 20$	20	250
Eolico	Onshore	$20 \leq P \leq 60$	20	190
Eolico	Onshore	$60 \leq P \leq 200$	20	160
Eolico	Onshore	$200 \leq P \leq 1000$	20	140
Eolico	Onshore	$1000 \leq P \leq 5000$	20	130
Eolico	Onshore	$P \geq 5000$	20	110
Eolico	Onshore	$1 \leq P \leq 5000$	-	-
Eolico	Off-shore	$P \geq 5000$	25	165
Solare.	Termodinamico	$1 \leq P \leq 250$	25	324
Solare.	Termodinamico	$250 \leq P \leq 5000$	25	296
Solare.	Termodinamico	$P \geq 5000$	25	291

Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016			
Ammontare del Premio (P _r)			
Fonte	Fattore di integrazione	Premio [€/MWh]	Note
Solare termodinamico	$0,15 \leq F_{int} \leq 0,50$	20,0	-
Solare termodinamico	$0 \leq F_{int} \leq 0,15$	45,0	-
Geotermico	-	15,0/30,0	Dipendente da tipologia specifica
Eolico (offshore)	-	40,0	-

Il Fattore di integrazione per un impianto solare termodinamico è costituito dalla frazione di energia elettrica netta sul totale produzione non dovuto alla fonte solare.

Tabella A.12.1

FABBISOGNO ENERGETICO SISTEMA ACQUA GREZZA E DISSALATA							
		IMPIANTO	POMPAaggio				
		DISSALAZIONE					
Mese	Giorni mese	Impianto En. elett. richiesta	Linea acqua GREZZA Linea acqua DISSALATA	TOTALE Sistema dissalaz.	TOTALE Sistema dissalaz. Pot. elett. richiesta	TOTALE Val. energia	TOTALE Val. energia
		[kWh/mese]	[kWh/mese]	[kWh/mese]	[kW]	\$	€
Jan	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.00
Feb	28	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.00
Mar	31	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.00
Apr	30	0.0	648.7	648.7	0.9	26.49	24.08
May	31	0.0	2168.1	2168.1	2.9	112.93	102.67
Jun	30	62667.4	1726.8	64394.2	89.4	2678.39	2434.90
Jul	31	64756.3	4217.5	68973.8	92.7	5920.08	5381.89
Aug	31	64756.3	3470.9	68227.3	91.7	9499.38	8635.80
Sep	30	0.0	1725.1	1725.1	2.4	9579.78	8708.89
Oct	31	0.0	0.0	0.0	0.0	9579.78	8708.89
Nov	30	0.0	0.0	0.0	0.0	9579.78	8708.89
Dec	31	0.0	0.0	0.0	0.0	9579.78	8708.89
TOTALE		192180.1	13957.1	206137.2		56556.39	51414.90
[kWh/anno]							

Grafico A.12.1 - A.12.2

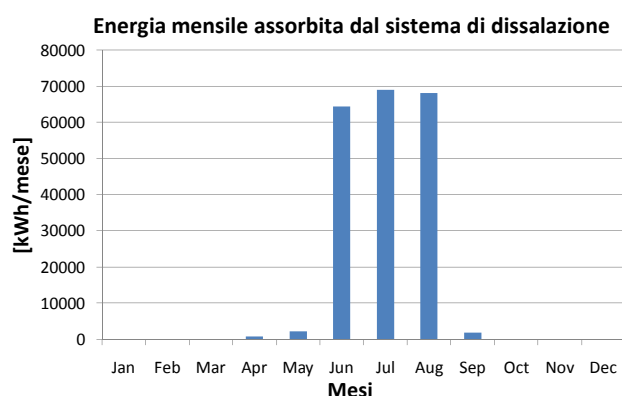
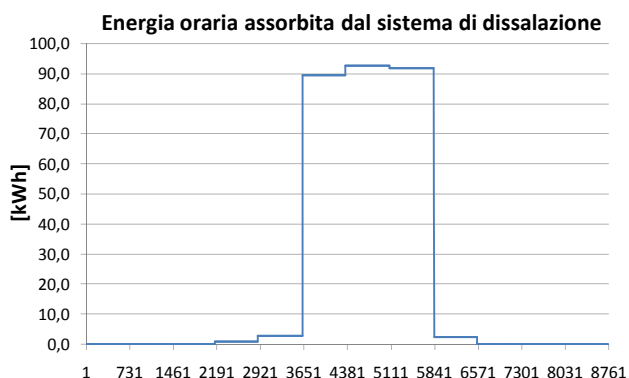


Grafico A.12.3 - A.12.4

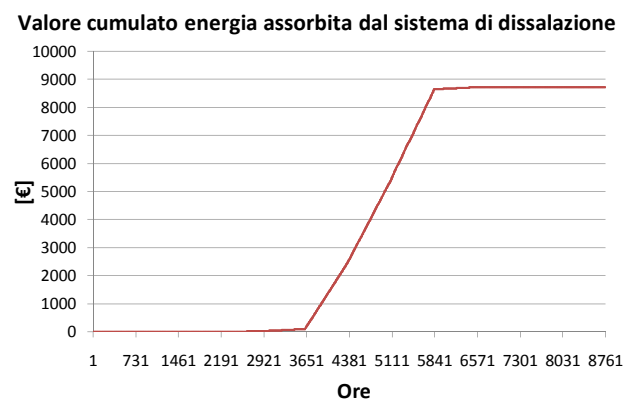
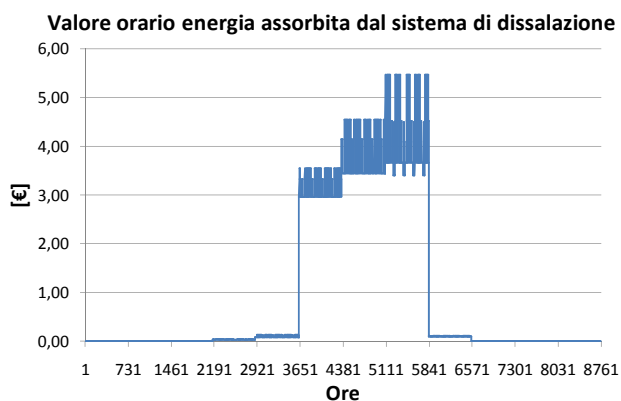


Tabella A.13.1 - A.13.2 - A.13.3 - A.13.4

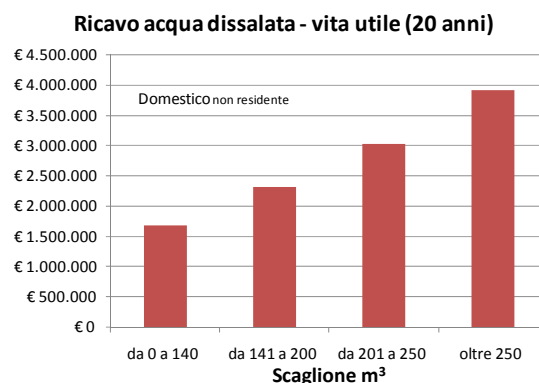
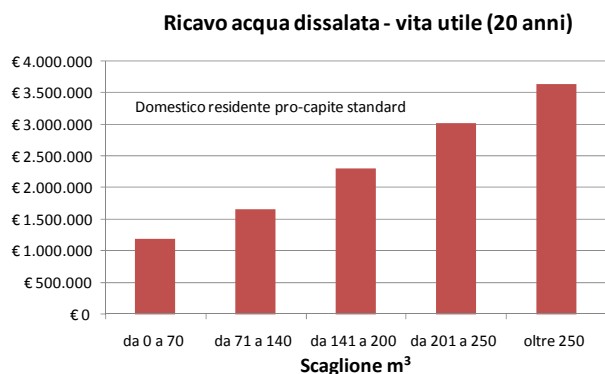
Domestico residente pro-capite standard		Tariffe 2020				Ricavo acqua dissalata - 1 anno	Ricavo acqua dissalata - vita utile (20 anni)
Tipo tariffa	Scaglione m ³	ACQ €	FOG €	DEP €	Totale €	Totale €	Totale €
VARIABILE	da 0 a 70	0.618	0.258	0.640	1.516	59973	1199459
VARIABILE	da 71 a 140	1.209	0.258	0.640	2.107	83353	1667058
VARIABILE	da 141 a 200	2.024	0.258	0.640	2.922	115594	2311886
VARIABILE	da 201 a 250	2.922	0.258	0.640	3.820	151119	3022384
VARIABILE	oltre 250	3.709	0.258	0.640	4.607	182253	3645058
FISSA	tutti consumi	16.069	2.084	5.160	23.313	-	-

Domestico non residente		Tariffe 2020				Ricavo acqua dissalata - 1 anno	Ricavo acqua dissalata - vita utile (20 anni)
Tipo tariffa	Scaglione m ³	ACQ €	FOG €	DEP €	Totale €	Totale €	Totale €
VARIABILE	da 0 a 140	1.236	0.258	0.64	2.134	84421	1688421
VARIABILE	da 141 a 200	2.024	0.258	0.64	2.922	115594	2311886
VARIABILE	da 201 a 250	2.922	0.258	0.64	3.82	151119	3022384
VARIABILE	oltre 250	4.046	0.258	0.64	4.944	195585	3911693
FISSA	tutti consumi	53.564	6.948	17.198	77.710	-	-

Industriale piccoli (< 500 m ³)		Tariffe 2020				Ricavo acqua dissalata - 1 anno	Ricavo acqua dissalata - vita utile (20 anni)
Tipo tariffa	Scaglione m ³	ACQ €	FOG €	DEP €	Totale €	Totale €	Totale €
VARIABILE	da 0 a 100	2.248	0.258	0.64	3.146	124456	2489115
VARIABILE	da 101 a 200	2.922	0.258	0.64	3.82	151119	3022384
VARIABILE	oltre 200	4.046	0.258	0.64	4.944	195585	3911693
FISSA	tutti consumi	53.564	6.948	17.198	77.710	-	-

Artigianale e Commerciale piccoli (< 500 m ³)		Tariffe 2020				Ricavo acqua dissalata - 1 anno	Ricavo acqua dissalata - vita utile (20 anni)
Tipo tariffa	Scaglione m ³	ACQ €	FOG €	DEP €	Totale €	Totale €	Totale €
VARIABILE	da 0 a 100	2.248	0.258	0.64	3.146	124456	2489115
VARIABILE	da 101 a 200	2.922	0.258	0.64	3.82	151119	3022384
VARIABILE	oltre 200	4.046	0.258	0.64	4.944	195585	3911693
FISSA	tutti consumi	53.564	6.948	17.198	77.710	-	-

Grafico A.13.1 - A.13.2 - A.13.3 - A.13.4



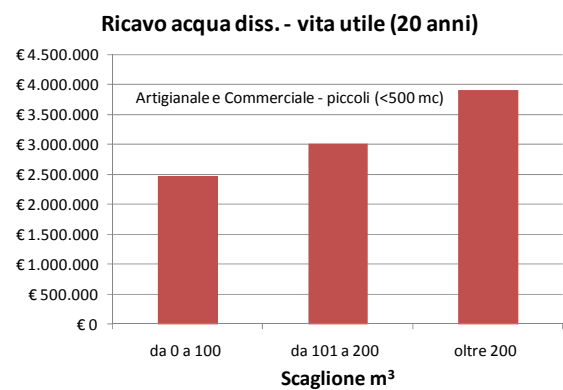
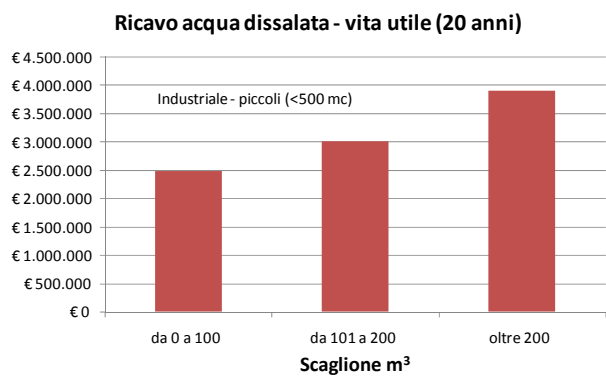


Grafico A.14.1 - A.14.2 - A.14.3 - A.14.4

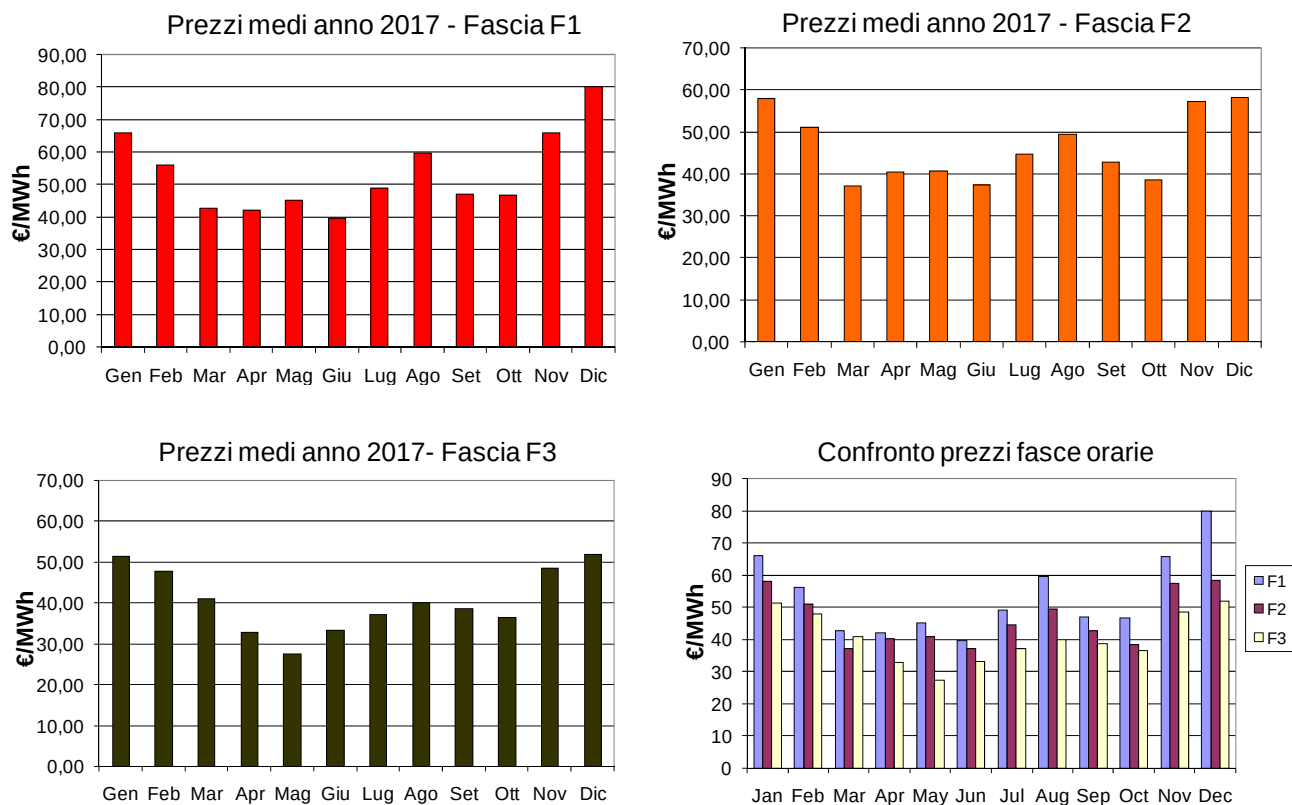
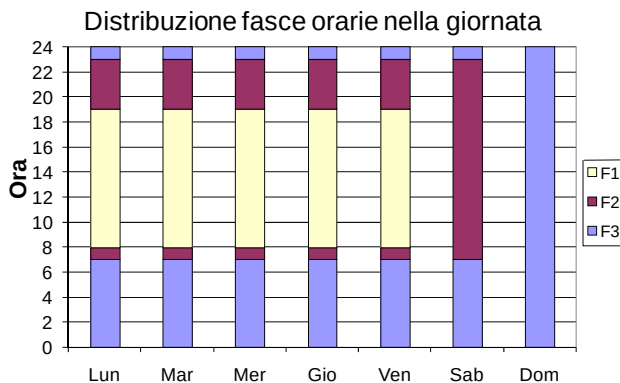


Grafico A.14.5 - Tabella A.14.1



Prezzo Zonale Orario - prezzi medi 2017

Zona Sardegna						
	Fascia F1		Fascia F2		Fascia F3	
	€/kWh	\$/kWh	€/kWh	\$/kWh	€/kWh	\$/kWh
Gen	0.066	0.073	0.058	0.064	0.051	0.056
Feb	0.056	0.062	0.051	0.056	0.048	0.053
Mar	0.043	0.047	0.037	0.041	0.041	0.045
Apr	0.042	0.046	0.040	0.044	0.033	0.036
Mag	0.045	0.050	0.041	0.045	0.027	0.030
Giu	0.040	0.044	0.037	0.041	0.033	0.036
Lug	0.049	0.054	0.045	0.049	0.037	0.041
Ago	0.060	0.066	0.049	0.054	0.040	0.044
Set	0.047	0.052	0.043	0.047	0.039	0.043
Ott	0.047	0.051	0.038	0.042	0.037	0.040
Nov	0.066	0.072	0.057	0.063	0.048	0.053
Dic	0.080	0.088	0.058	0.064	0.052	0.057
Min	0.040	0.044	0.037	0.041	0.027	0.030
Max	0.080	0.088	0.058	0.064	0.052	0.057

Grafico A.15.1.1 - A.15.1.2

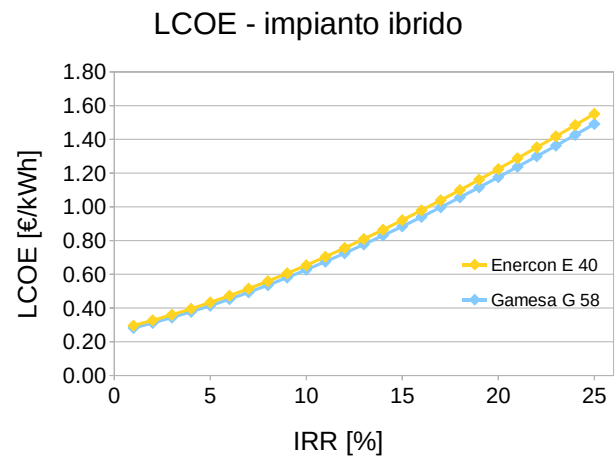
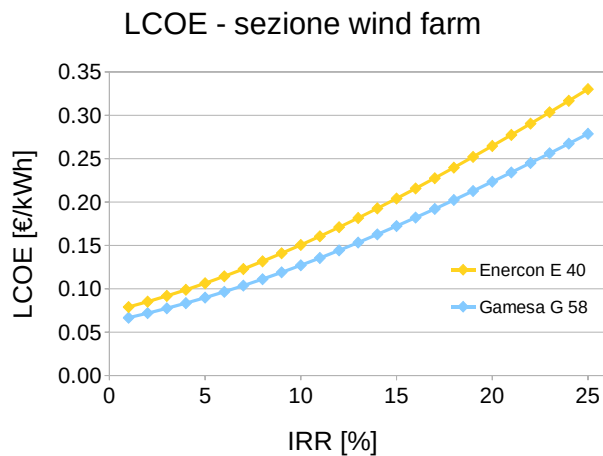


Tabella A.15.2.1.1 - A.15.2.1.2

Enercon E 40 - Wind alone - inc. D.M. 6/7/12

Levelized PPA price (nominal)	5.06 ¢\$/kWh
	4.60 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	4.15 ¢\$/kWh
	3.77 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	3.39 ¢\$/kWh
	3.08 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	2.78 ¢\$/kWh
	2.53 ¢€/kWh
Net present value	468321 \$
	425746 €
Internal rate of return (IRR)	11.08 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	11.08 %

Gamesa G 58 - Wind alone - inc. D.M. 6/7/12

Levelized PPA price (nominal)	5.07 ¢\$/kWh
	4.61 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	4.15 ¢\$/kWh
	3.77 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	3.93 ¢\$/kWh
	3.57 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	3.22 ¢\$/kWh
	2.93 ¢€/kWh
Net present value	321976 \$
	292705 €
Internal rate of return (IRR)	10.64 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	10.64 %

Grafico A.15.2.1.1 - A.15.2.1.2

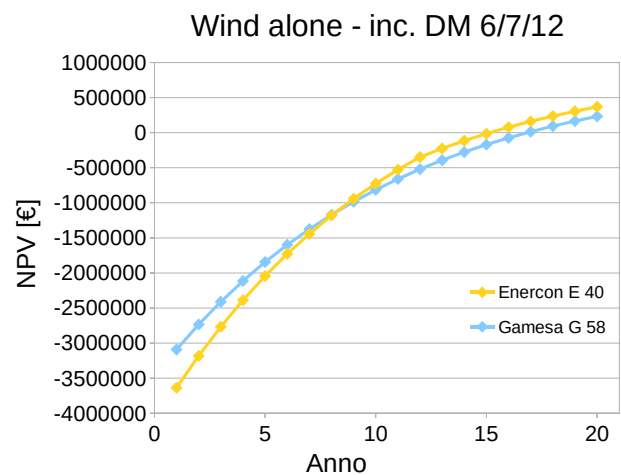
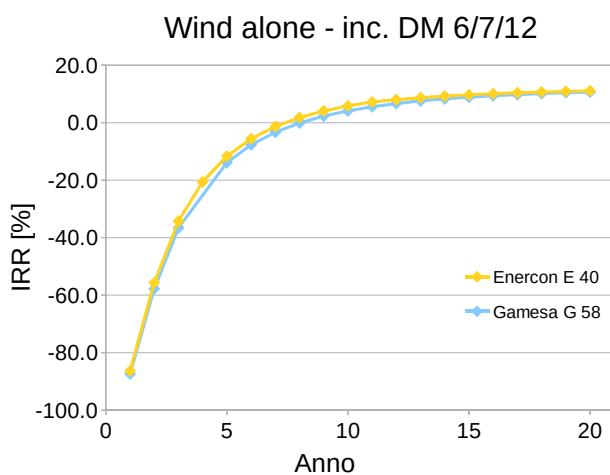


Tabella A.15.2.1.3 - A.15.2.1.4

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Absence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized PPA price (nominal)	5.06 ¢\$/kWh 4.60 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	4.15 ¢\$/kWh 3.77 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	49.32 ¢\$/kWh 44.84 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	40.43 ¢\$/kWh 36.75 ¢€/kWh
Net present value	-12411436 \$ -11283124 €
Internal rate of return (IRR)	-4.04 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-4.04 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Absence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized PPA price (nominal)	5.07 ¢\$/kWh 4.61 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	4.15 ¢\$/kWh 3.77 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	62.22 ¢\$/kWh 56.56 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	51.00 ¢\$/kWh 46.36 ¢€/kWh
Net present value	-16136951 \$ -14669955 €
Internal rate of return (IRR)	-8.30 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-8.30 %

Grafico A.15.2.1.3 - A.15.2.1.4

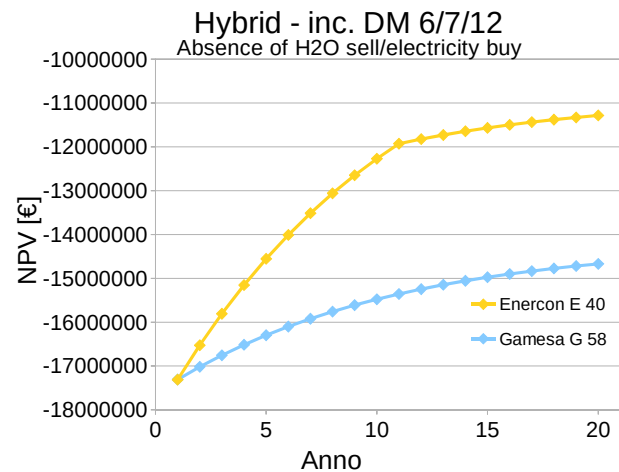
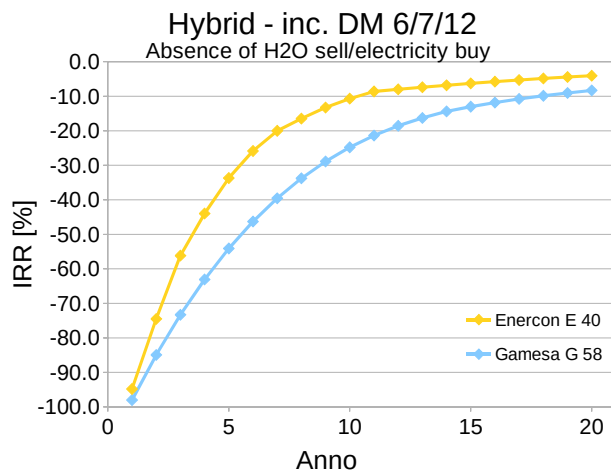


Tabella A.15.2.1.5 - A.15.2.1.6

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Presence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized PPA price (nominal)	5.06 ¢\$/kWh 4.60 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	4.15 ¢\$/kWh 3.77 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	45.64 ¢\$/kWh 41.49 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	37.41 ¢\$/kWh 34.01 ¢€/kWh
Net present value	-11378130 \$ -10343755 €
Internal rate of return (IRR)	-2.27 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-2.27 %

Gamesa G 58- Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Presence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized PPA price (nominal)	5.07 ¢\$/kWh 4.61 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	4.15 ¢\$/kWh 3.77 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	58.56 ¢\$/kWh 53.24 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	48.00 ¢\$/kWh 43.64 ¢€/kWh
Net present value	-15104649 \$ -13731499 €
Internal rate of return (IRR)	-6.19 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-6.19 %

Grafico A.15.2.1.5 - A.15.2.1.6

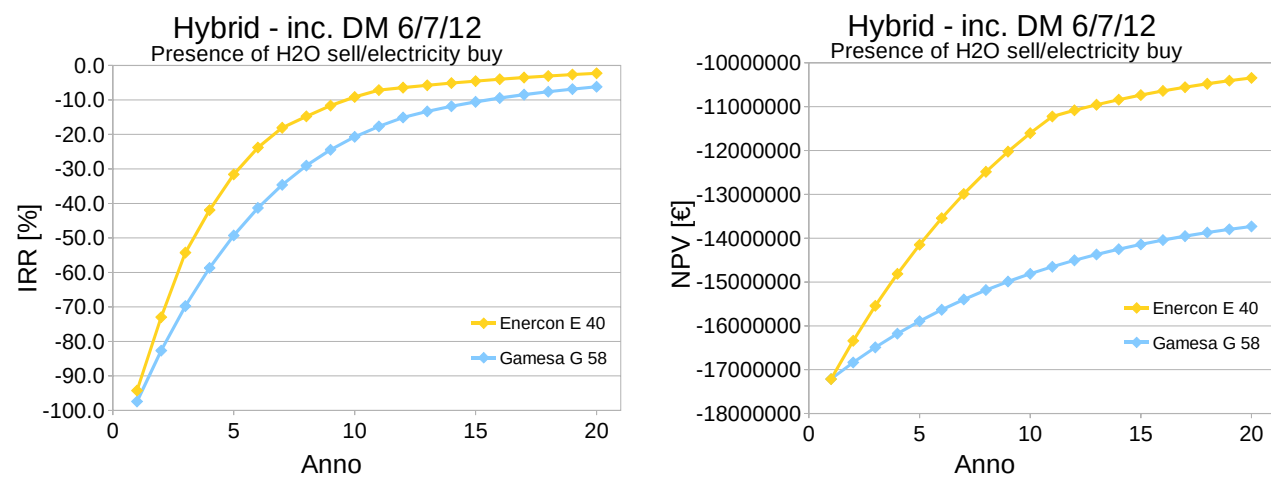


Tabella A.15.2.2.1 - A.15.2.2.2

Enercon E 40 - Wind alone - inc. D.M. 23/6/16	
Levelized PPA price (nominal)	14.30 ¢\$/kWh 13.00 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	11.72 ¢\$/kWh 10.65 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	17.62 ¢\$/kWh 16.02 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	14.44 ¢\$/kWh 13.13 ¢€/kWh
Net present value	-930638 \$ -846035 €
Internal rate of return (IRR)	5.35 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	5.35 %

Gamesa G 58 - Wind alone - inc. D.M. 23/6/16	
Levelized PPA price (nominal)	14.30 ¢\$/kWh 13.00 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	11.72 ¢\$/kWh 10.65 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	18.16 ¢\$/kWh 16.51 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	14.88 ¢\$/kWh 13.53 ¢€/kWh
Net present value	-1088585 \$ -989623 €
Internal rate of return (IRR)	4.25 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	4.25 %

Grafico A.15.2.2.1 - A.15.2.2.2

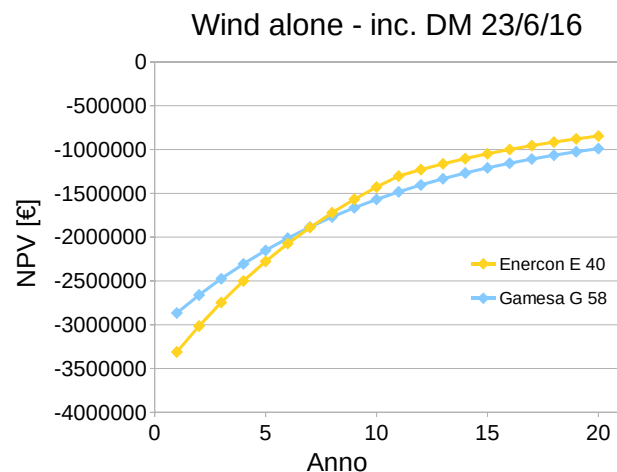
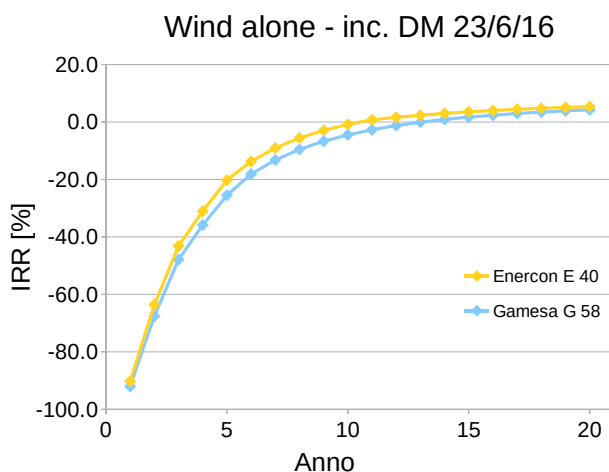


Tabelle A.15.2.2.3 - A.15.2.2.4

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
<i>Absence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized PPA price (nominal)	14.30 ¢\$/kWh 13.00 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	11.72 ¢\$/kWh 10.65 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	63.55 ¢\$/kWh 57.77 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	52.09 ¢\$/kWh 47.35 ¢€/kWh
Net present value	-13810395 \$ -12554905 €
Internal rate of return (IRR)	-7.18 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-7.18 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
<i>Absence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized PPA price (nominal)	14.30 ¢\$/kWh 13.00 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	11.72 ¢\$/kWh 10.65 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	76.45 ¢\$/kWh 69.50 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	62.67 ¢\$/kWh 56.97 ¢€/kWh
Net present value	-17547512 \$ -15952284 €
Internal rate of return (IRR)	-12.39 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-12.39 %

Grafico A.15.2.2.3 - A.15.2.2.4

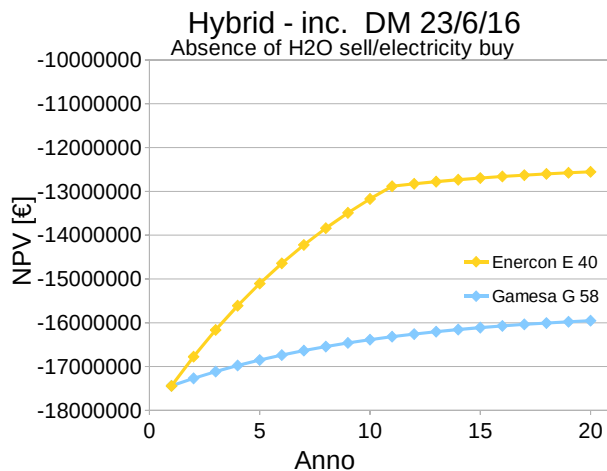
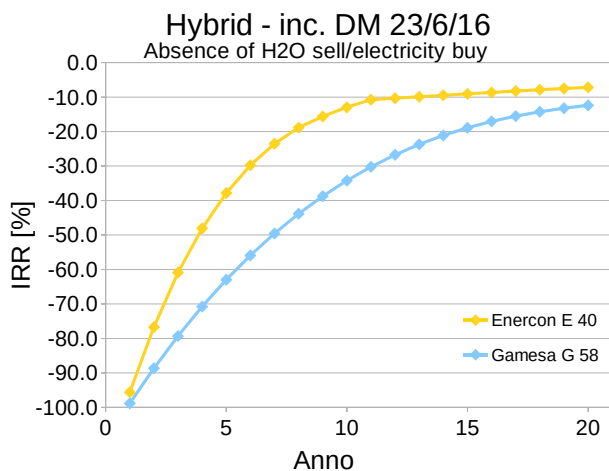


Tabella A.15.2.2.5 - A.15.2.2.6

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
Presence of H2O sell / electricity buy	
Levelized PPA price (nominal)	14.30 ¢\$/kWh
	13.00 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	11.72 ¢\$/kWh
	10.65 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	59.87 ¢\$/kWh
	54.43 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	49.07 ¢\$/kWh
	44.61 ¢€/kWh
Net present value	-12777089 \$
	-11615535 €
Internal rate of return (IRR)	-4.75 %
Year IRR is achieved	20.00 years
IRR at end of project	-4.75 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
Presence of H2O sell / electricity buy	
Levelized PPA price (nominal)	14.30 ¢\$/kWh
	13.00 ¢€/kWh
Levelized PPA price (real)	11.72 ¢\$/kWh
	10.65 ¢€/kWh
Levelized COE (nominal)	72.79 ¢\$/kWh
	66.17 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	59.67 ¢\$/kWh
	54.25 ¢€/kWh
Net present value	-16515210 \$
	-15013827 €
Internal rate of return (IRR)	-9.21 %
Year IRR is achieved	20.00 years
IRR at end of project	-9.21 %

Grafico A.15.2.2.5 - A.15.2.2.6

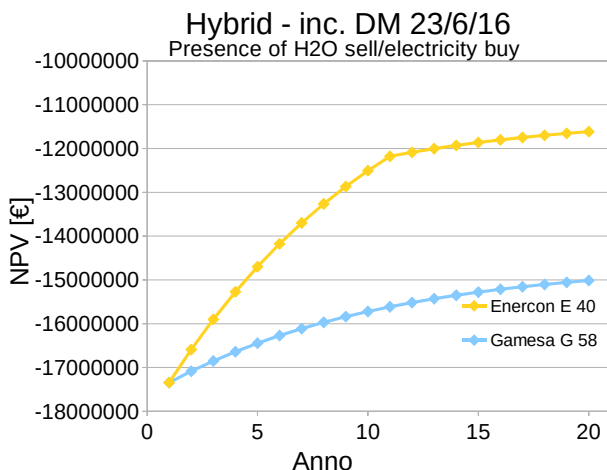
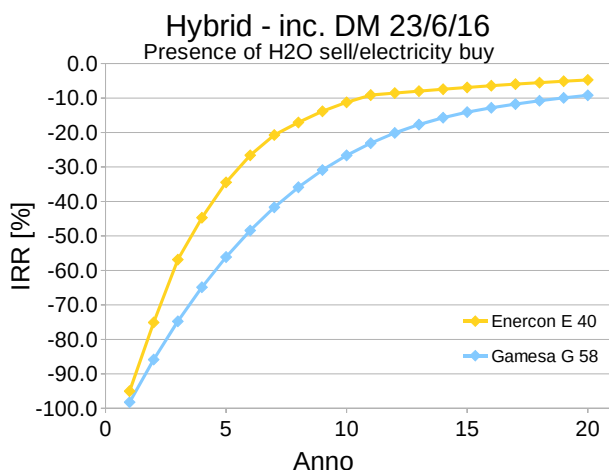


Tabella A.15.3.1.1 - A.15.3.1.2

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Absence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized COE (nominal)	48.00 ¢\$/kWh 43.64 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	39.34 ¢\$/kWh 35.76 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$ 8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-149052 \$ -135502 €
Net savings with system (year 1)	158632 \$ 144211 €
Net present value	-12219859 \$ -11108963 €
Internal rate of return (IRR)	-3.46 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-3.46 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Absence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized COE (nominal)	45.50 ¢\$/kWh 41.36 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	37.30 ¢\$/kWh 33.91 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$ 8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-150441 \$ -136765 €
Net savings with system (year 1)	160021 \$ 145474 €
Net present value	-11598462 \$ -10544056 €
Internal rate of return (IRR)	-3.00 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-3.00 %

Grafico A.15.3.1.1 - A.15.3.1.2

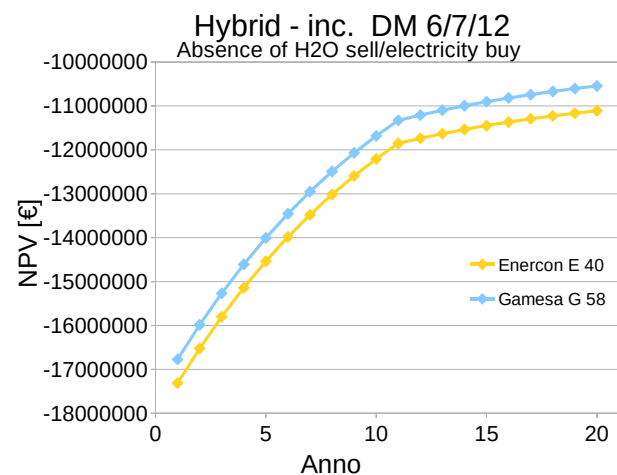
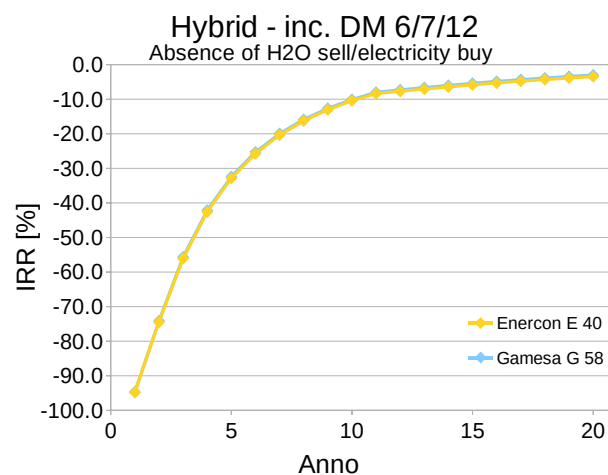


Tabella A.15.3.1.3 - A.15.3.1.4

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Presence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized COE (nominal)	44.09 ¢\$/kWh 40.08 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	36.14 ¢\$/kWh 32.85 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$ 8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-149052 \$ -135502 €
Net savings with system (year 1)	158632 \$ 144211 €
Net present value	-11123589 \$ -10112354 €
Internal rate of return (IRR)	-1.72 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-1.72 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 6/7/12	
<i>Presence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized COE (nominal)	41.62 ¢\$/kWh 37.84 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	34.12 ¢\$/kWh 31.02 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$ 8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-150441 \$ -136765 €
Net savings with system (year 1)	160021 \$ 145474 €
Net present value	-10502191 \$ -9547446 €
Internal rate of return (IRR)	-1.28 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-1.28 %

Grafico A.15.3.1.3 - A.15.3.1.4

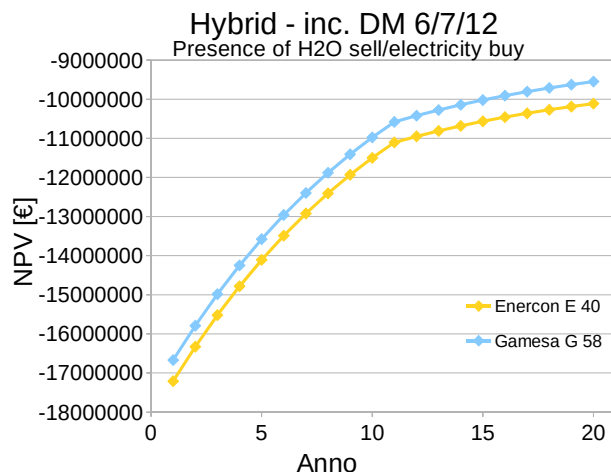
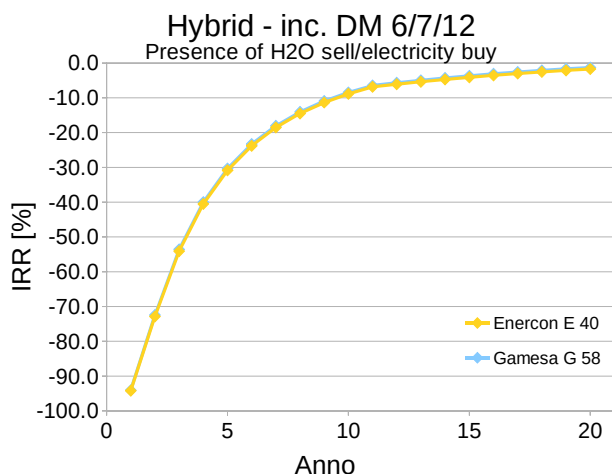


Tabella A.15.3.2.1 - A.15.3.2.2

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
Absence of H2O sell / electricity buy	
Levelized COE (nominal)	59.80 ¢\$/kWh
	54.36 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	49.02 ¢\$/kWh
	44.56 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$
	8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-426410 \$
	-387645 €
Net savings with system (year 1)	435990 \$
	396355 €
Net present value	-13353653 \$
	-12139685 €
Internal rate of return (IRR)	-5.11 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-5.11 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
Absence of H2O sell / electricity buy	
Levelized COE (nominal)	57.31 ¢\$/kWh
	52.10 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	46.98 ¢\$/kWh
	42.71 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$
	8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-429814 \$
	-390740 €
Net savings with system (year 1)	439394 \$
	399449 €
Net present value	-12739457 \$
	-11581325 €
Internal rate of return (IRR)	-4.64 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-4.64 %

Grafico A.15.3.2.1 - A.15.3.2.2

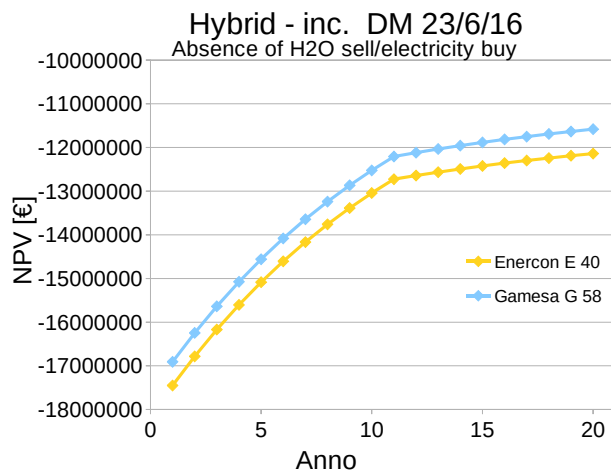
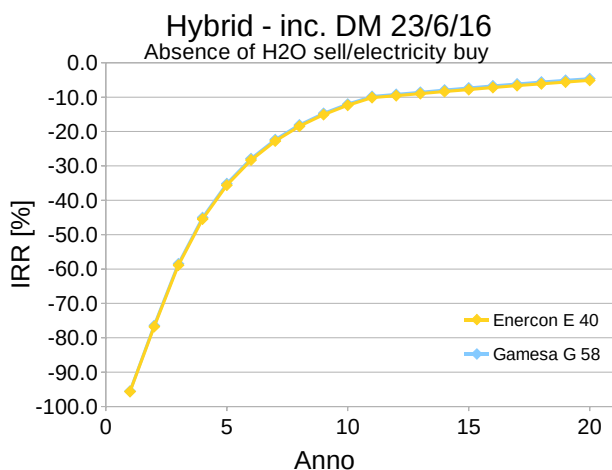
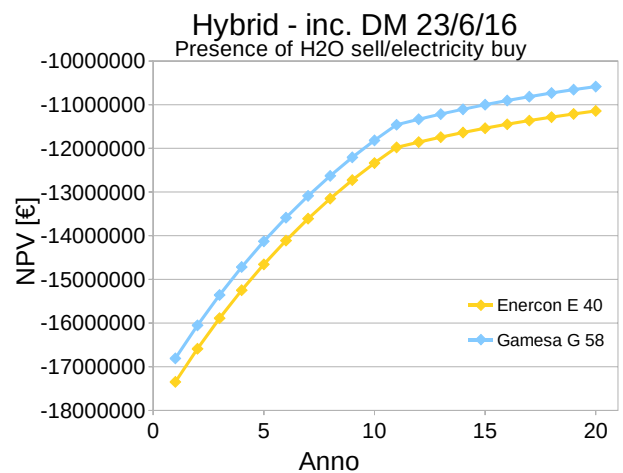
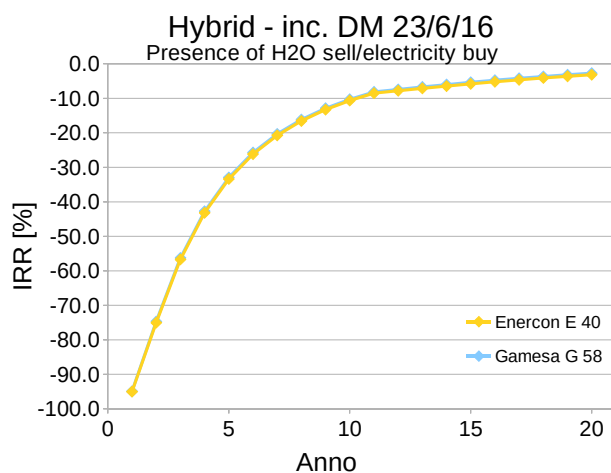


Tabella A.15.3.2.3 - A.15.3.2.4

Enercon E 40 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
<i>Presence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized COE (nominal)	55.89 ¢\$/kWh 50.81 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	45.82 ¢\$/kWh 41.65 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$ 8709 €
Electricity bill with system (year 1)	-426410 \$ -387645 €
Net savings with system (year 1)	435990 \$ 396355 €
Net present value	-12257383 \$ -11143075 €
Internal rate of return (IRR)	-3.15 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-3.15 %

Gamesa G 58 - Hybrid - inc. D.M. 23/6/16	
<i>Presence of H2O sell / electricity buy</i>	
Levelized COE (nominal)	53.43 ¢\$/kWh 48.57 ¢€/kWh
Levelized COE (real)	43.79 ¢\$/kWh 39.81 ¢€/kWh
Electricity bill without system (year 1)	9580 \$ 8709.09 €
Electricity bill with system (year 1)	-429814 \$ -390740 €
Net savings with system (year 1)	439394 \$ 399449 €
Net present value	-11643187 \$ -10584715 €
Internal rate of return (IRR)	-2.71 %
Year IRR is achieved	20 years
IRR at end of project	-2.71 %

Grafico A.15.3.2.3 - A.15.3.2.4



ALLEGATO 2

NOTE ESPLICATIVE

Formule matematiche impiegate nella progettazione

¹ Cfr. M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Sea water desalination powered by renewable energy sources for sustainable fresh water supply: construction of a partaken process in a marine protected area*, in *Proceedings of Fifth International Symposium MONITORING OF MEDITERRANEAN COASTAL AREAS: PROBLEMS AND MEASUREMENT TECHNIQUES*, Livorno (Italy), 17-18-19 June 2014, pp. 124-135; M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Sustainable desalination: integration of power supply with renewable energy sources*, in *Renewable Energy and Power Quality Journal*, No. 13, April 2015; M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *A multicriteria analysis as decision-making tool for sustainable desalination: the Asinara island case study*, in *Desalination and Water Treatment*, vol. 61 (2017), pp. 274-283 [2,4-5].

² La legge di potenza per il profilo verticale del vento quasi stazionario (power law) è definita da: $U = U_{rif} \left(\frac{z}{z_{rif}} \right)^\alpha$ con α esponente empirico del gradiente di vento. L'equazione secondo Spera e Richards si basa sulla lunghezza di rugosità Z_0 (Tab. 1 - rif. nota 2) e sulla velocità all'altezza di riferimento U_{rif} : $\alpha = \alpha_0 \left(1 - 0,55 \log(U_{rif}) \right)$ con $\alpha_0 = \left(\frac{z_0}{10} \right)^{0,2}$ ed è riportata graficamente in Fig. 1 - rif. nota 2. Per velocità molto elevate è applicata la semplificazione di Kaufman: $\alpha = 0,5 U_{rif}^{-0,77}$.

³ La log wind profile stima la velocità del vento u ad altezza z tramite la relazione: $u_z = \frac{u_*}{k} \ln \left[\left(\frac{z-d}{z_{rif0}} \right) + \Psi(z, z_0, L) \right]$, con k costante di Von Karman, u_* friction velocity, z_0 surface roughness, d zero plane displacement; Ψ stability term, L Obukhov length (Monin Obukhov theory). La stima ad altezza z_2 in presenza di dato anemometrico ad altezza z_1 è ottenuto tramite la relazione: $u_{z2} = u_{z1} \frac{\left(\frac{z_2-d}{z_0} \right)}{\left(\frac{z_1-d}{z_0} \right)}$.

⁴ La distribuzione PDF (probability density function) mostra la distribuzione della variabile in esame come istogramma della percentuale delle occorrenze dei valori della variabile stessa ricompresi in un determinato intervallo (bin). L'ampiezza dell'intervallo è determinabile tramite molteplici metodi. Nel caso in esame si è fatto uso della formula di Sturge: $k = \log_2 n + 1$, con n numero dei dati, e k numero di bin in istogramma. La CDF (Cumulative Distribution Function) mostra la percentuale di valori di dati misurati maggiore di un determinato valore.

⁵ Lo shear coefficient è utilizzato per rappresentare la variazione di velocità del vento in funzione dell'altezza di mozzo della turbine rispetto all'altezza del dato misurato, secondo la seguente formula: $v_{hub} = v_{data} \left(\frac{h_{hub}}{h_{data}} \right)^\alpha$. Il valore di default per installazioni onshore è $\alpha = \frac{1}{7} = 0,14$; per installazioni offshore $\alpha = 0,11$.

⁶ Ipotesi semplificative per modello di scia simple wake: stessa altezza di mozzo e quota altimetrica per tutte le turbine; terreno uniforme con singolo coefficiente di turbolenza. La differenza di velocità di vento tra la turbine sopravvento e quella sottovento è data da: $\Delta V = \frac{C_t}{4\sigma^2 x^2} e^{\left(\frac{-r^2}{2\sigma^2 x^2} \right)}$, indicando con σ^2 coefficiente di turbolenza locale, x distanza (in raggi rotore) tra le turbine secondo la direzione del vento, r distanza (in raggi rotore) tra le turbine trasversale alla direzione del vento; C_t (thrust coefficient) è definito da: $C_t = -A + BC_p + CC_p^2 + DC_p^3$, per $0 \leq C_p \leq 0,6$ con $A=-0,01453989$; $B=1,473506$; $C=-2,330823$; $D=3,88123$; C_p (power coefficient) è definito da: $C_p = \frac{P_{turbine}}{P_{wind}}$.

⁷ Il coefficiente di turbolenza (intensità di turbolenza) è definito come la deviazione standard della velocità del vento diviso la velocità media del vento nello stesso periodo di tempo $I = \frac{\sigma}{\bar{v}}$. Valori tipici per terreni pianeggianti con poca vegetazione $I=0,1$; aree boschive con rimescolamento degli strati di aria $I=0,5$.

⁸ Il capacity factor K è così definito: $K = \frac{Q_{sys}}{8760 P_m}$, indicando con Q_{sys} l'output totale annuale della wind farm in kWh, ridotto del coefficiente di performance, con P_m la potenza nominale installata della wind farm, 8760 le ore annuali. $Q_{sys} = \sum_{j=1}^{8760} (P_{wf,j} \cdot F_{adj,j})$, indicando con $P_{wf,j}$ l'energia della wind farm prodotta nell'ora j -esima (kWh), $F_{adj,j}$ il coefficiente di performance su base oraria (tiene conto di perdite a livello di macchina e di rete). $P_{wf,j} = N \tilde{P}_{wf,j}$, $\tilde{P}_{wf,j} = \frac{Q_{wf}}{8760}$, indicando con Q_{wf} l'energia annuale prodotta dalla singola turbina (kWh), con $\tilde{P}_{wf,j}$ l'energia prodotta dalla singola turbina nell'ora j -esima (kWh), N il numero totale di turbine costituenti la wind farm. $Q_{wf} = \sum_{i=1}^{N_{bin}} P_i$, indicando con P_i la potenza del wind speed bin della distribuzione statistica di vento (kW), N_{bin} il numero totale di bin della distribuzione. $P_i = P(V_i) \cdot F_{bin} \cdot 8760$, indicando con P_i il contributo della velocità V_i all'output totale della turbina (Wh), $P(V_i)$ la potenza dedotta (W) dalla wind power curve della turbina alla velocità del vento V_i , velocità, F_{bin} la funzione di probabilità cumulativa alla velocità del vento nel bin corrente e in quello precedente, data da $F_{bin} = F(V_i) - F(V_{i-1})$.

⁹ L'Internal Rate of Return (IRR) è il tasso nominale di sconto che corrisponde a un NPV (Net Present Value) pari a 0 per i modelli finanziari tipo PPA (Power Purchase Agreements – it. Ritiro Dedicato): in tal caso $NPV = \sum_{n=0}^N \frac{C_n}{(1+IRR)^n}$, indicando con C_n il cash flow al netto delle tasse nell'anno n , con N il numero di anni di vita dell' impianto. Il NPV (Net Present Value) è il valore attualizzato del cash flow al netto delle tasse all'anno 1 utilizzando il tasso di sconto nominale: $NPV = \sum_{n=0}^N \frac{C_n}{(1+d_n)^n}$, indicando con C_n il cash flow al netto delle tasse nell'anno n , con N il numero di anni di vita dell' impianto (periodo di analisi), con d_n il tasso nominale di sconto nominale preso in considerazione.

¹⁰ Lo schema di ammortamento annuale si basa sul capitale di ammortamento. Il capitale di ammortamento è costituito dal costo capitale del progetto (CC). Nei due casi in esame è applicato un tipico schema di ammortamento 5-yr MACRS (Modified Accelerated Cost Recovery System), che prevede che la riduzione fiscale, espressa come percentuale del capitale di ammortamento, si applichi ai primi 5 anni di vita operativa del progetto, secondo le seguenti percentuali definite: 20%, 32%, 19.2%, 11.52%, 11.52%, 5.76%.

¹¹ Il LCOE (Levelized Cost Of Energy) è definito come il costo dell'energia che moltiplicato per la quantità di energia generata dal sistema nell'anno n , fornisce il costo del progetto nell'anno n . In formule, con ovvio significato dei simboli: $C_n = Q_n \cdot LCOE$. Indicando con N il numero di anni di vita del progetto e con d il tasso di sconto, il LCOE è

definito come: $LCOE = \frac{\sum_{n=0}^N \frac{C_n}{(1+d)^n}}{\sum_{n=0}^N \frac{Q_n}{(1+d)^n}}$. Un metodo semplificato prevede che il LCOE sia calcolato come secondo la

seguente relazione: $LCOE = \frac{FCR \cdot TCC + FOC}{AEP} + VOC$, ove si è indicato con TCC [\$] il costo capitale totale (Total Capital Cost), FOC [\$] il costo operativo fisso annuale (Fixed Operating Cost), VOC [\$/kWh] il costo operativo variabile (Variable Operating Cost), FCR il tasso fisso di remuneratività (Fixed Charge Rate – ritorno sull'investimento richiesto per coprire il costo di investimento stesso lungo il periodo di vita del progetto, AEP [kWh] la quantità di energia elettrica prodotta su base annua (Annual Electricity Production).

Tabelle e grafici relative alle formule matematiche

Tab. 1 (rif. nota 2) - Lunghezza di rugosità superficiale			
Tipo di terreno		Tipiche lunghezze di rugosità z_0 [m]	
Aree urbane/suburbane	Città con edifici molto alti		3,0
	Città e cittadine estese	da 0,4 a 3,0	1,2
	Piccole città		0,55
	Dintorni di città		0,40
Boschi e foreste		da 0,4 a 1,2	
Campi coltivati e pianerbose	Molti alberi/staccionate con pochi edifici		0,30
	Alberi sparsi e siepi		0,15
	Varie siepi		0,085
	Poche siepi in estate		0,055
	Messi o erba alta	da 0,002 a 0,30	0,050
	Alberi isolati		0,025
	Erba corta non tagliata		0,020
	Pochi alberi in inverno		0,010
	Erba tagliata		0,07
	Campi coperti di neve		0,02
Grandi estensioni d'acqua	Aree costiere con venti dal mare	da 0,0001 a 0,001	0,001
	Mare aperto calmo		0,0001
Deserto piatto		da 0,0001 a 0,001	
Terreno freddo coperto di neve		0,0001	
Ghiaccio		da 0,00001 a 0,00003	

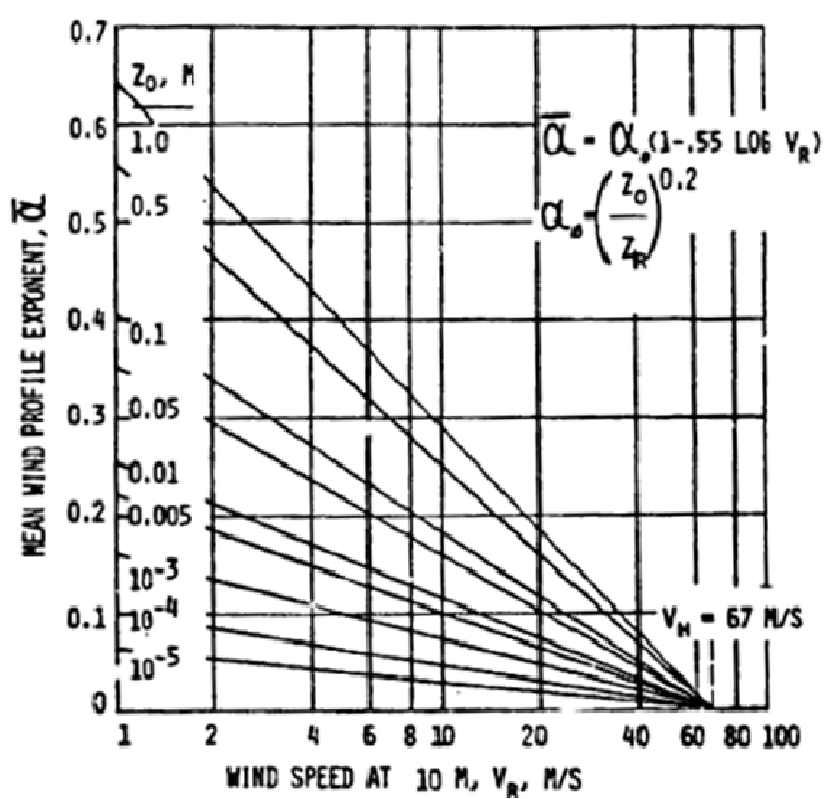


Fig. 1 (rif. nota 2) - Correlazione Spera-Richards per esp. α .

BIBLIOGRAFIA

- [1] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Water supply from marine source and governance modelling for integrating alternative technologies and the coastal territory in harmony with landscape constraints*, in Atti del IV Simposio Internazionale “Il monitoraggio Costiero del Mediterraneo: problematiche e tecniche di misura”, Livorno, 12-14 giugno 2012, pp. 69-76.
- [2] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Sea water desalination powered by renewable energy sources for sustainable fresh water supply: construction of a partaken process in a marine protected area*, in Proceedings of Fifth International Symposium MONITORING OF MEDITERRANEAN COASTAL AREAS: PROBLEMS AND MEASUREMENT TECHNIQUES, Livorno (Italy), 17-18-19 June 2014, pp. 124-135.
- [3] E. CASTI, M. MARINI, *Energetic and environmental assessments about the possible use of different intake systems for desalination plants*, in Proceedings of Fifth International Symposium MONITORING OF MEDITERRANEAN COASTAL AREAS: PROBLEMS AND MEASUREMENT TECHNIQUES, Livorno (Italy), 17-18-19 June 2014, pp. 411-421.
- [4] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *Sustainable desalination: integration of power supply with renewable energy sources*, in “Renewable Energy and Power Quality Journal”, 13 (2015), pp. 272-277.
- [5] M. MARINI, C. PALOMBA, P. RIZZI, E. CASTI, A. MARCIA, M. PADERI, *A multicriteria analysis as decision-making tool for sustainable desalination: the Asinara island case study*, in “Desalination and Water Treatment”, 61 (2017), pp. 274-283.
- [6] P. QUINLAN, *Time Series Modeling of Hybrid Wind Photovoltaic Diesel Power Systems*, M.S., University of Wisconsin-Madison, 1996.
- [7] US Department of energy, Pacific Northwest National Laboratory, *2013 Distributed wind market report*, August 2014.
- [8] U.S. Department of Energy, *2013 Wind Technologies Market Report*, August 2014.
- [9] IRENA, *Renewable Power Generation Costs in 2018*, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi 2019.
- [10] E. LANTZ, *Operations Expenditures: Historical Trends and Continuing Challenges*, National Renewable Energy Laboratory, 2013.
- [11] N. GHAFFOUR, T. M. MISSIMER, G. L. AMY, *Technical review and evaluation of the economics of water desalination: Current and future challenges for better water supply sustainability*, Water Desalination and Reuse Center KAUST, October 2012.
- [12] Water Reuse Association, *Seawater Desalination Costs*, January 2012.
- [13] ALMAR Water solutions, *Desalination Technologies and Economics: CAPEX, OPEX & Technological Game Changers to Come*, Mediterranean Regional Technical Meeting, Marseille CMI, December 12-14, 2016.
- [14] F. ESMAEILION, *Hybrid renewable energy systems for desalination*, in “Applied Water Science”, 10, 3 (2020), pp. 1-47.
- [15] J. ARROYO, S. SHIRAZI, *Cost of Brackish Groundwater Desalination in Texas*, September 2012.
- [16] R. HUEHMER, J. GOMEZ, J. CURL, K. MOORE, *Cost Modeling of Desalination Systems*, International Association Desalination (IDA) Congress, Perth, 4-9 September 2011, IDA W/PER 11302.
- [17] D.M. 24 ottobre 2005: *Direttive per la regolamentazione dell’emissione dei certificati verdi alle produzioni di energia di cui all’articolo 1, comma 71, della L. 23 agosto 2004, n. 239*, in G.U. 14/11/2005, n. 265, S.O.

- [18] D.M. 21 dicembre 2007: *Approvazione delle procedure per la qualificazione di impianti a fonti rinnovabili e di impianti a idrogeno, celle a combustibile e di cogenerazione abbinata al teleriscaldamento ai fini del rilascio dei certificati verdi*, in G.U. 19/01/2008, n. 16, S.O.
- [19] D. Lgs. 3 marzo 2011, n. 28: *Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE*, in G.U. 28/03/2011, n. 71, S. O. n. 81.
- [20] D.M. 5 luglio 2012: *Attuazione dell'art. 25 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28, recante incentivazione della produzione di energia elettrica da impianti solari fotovoltaici (c.d. Quinto Conto Energia)*, in G.U.S.G. 10/07/2012, n. 159, S.O. n. 143.
- [21] Delib. AEEG n. 280/07: *Modalità e condizioni economiche per il ritiro dell'energia elettrica ai sensi dell'articolo 13, commi 3 e 4 del decreto legislativo 29 dicembre 2003, n. 387 e dell'articolo 1, comma 41 della legge 23 agosto 2004, n. 239*.
- [22] Delib. AEEG ARG/elt 127/10: *Modifiche e integrazioni alle deliberazioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas 6 novembre 2007, n. 280/07, 3 giugno 2008, ARG/elt 74/08 e 8 gennaio 2009, ARG/elt 1/09 ai fini della validazione commerciale degli impianti di produzione di energia elettrica che accedono ai regimi di ritiro dedicato, scambio sul posto e ritiro a tariffa fissa onnicomprensiva*.
- [23] Delib. AEEG n. 618/2013/R/efr: *Definizione del valore dei prezzi minimi garantiti per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili di potenza fino a 1 MW per i quali è consentito l'accesso al ritiro dedicato*.
- [24] Delib. AEEG n. 181/06: *Aggiornamento delle fasce orarie con decorrenza 1 gennaio 2007*, in G.U. 11/09/06, n. 211.
- [25] D.M. 19 dicembre 2003: *Approvazione del testo integrato della disciplina del mercato elettrico*, in G.U. 30/12/2003, n. 301, S.O.
- [26] Delib. AEEG ARG/elt 74/08: *Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto (TISP)*.
- [27] Delib. AEEG ARG/elt 186/09: *Modifiche delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per lo scambio sul posto derivanti dall'applicazione della legge n. 99/09*.
- [28] Delib. AEEG ARG/elt 1/09: *Attuazione dell'articolo 2, comma 153, della legge n. 244/07 e dell'articolo 20 del decreto ministeriale 18 dicembre 2008, in materia di incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili tramite la tariffa fissa onnicomprensiva e di scambio sul posto*.
- [29] D.M. 24 ottobre 2005: *Aggiornamento delle direttive per l'incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili ai sensi dell'articolo 11, comma 5, del D.Lgs. 16 marzo 1999, n. 79*, in G.U. 14/11/2005, n. 265, S.O.
- [30] D.M. 18 dicembre 2008: *Incentivazione della produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, ai sensi dell'articolo 2, comma 150, della legge 24 dicembre 2007, n. 244*, in G.U. 02/01/2009, n. 1, S.O.
- [31] D.M. 24 dicembre 2014: *Approvazione delle tariffe per la copertura dei costi sostenuti dal Gestore servizi energetici Gse Spa per le attività di gestione, verifica e controllo, inerenti i meccanismi di incentivazione e di sostegno delle fonti rinnovabili e dell'efficienza energetica, ai sensi dell'articolo 25 del decreto-legge 24 giugno 2014, n. 91, convertito, con modificazioni, dalla legge 11 agosto 2014, n. 116*, in G.U. 31/12/2014, n. 302.
- [32] D. M. 6 luglio 2012: *Attuazione dell'art. 24 del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28, recante incentivazione della produzione di energia elettrica da impianti a fonti rinnovabili diversi dai fotovoltaici*, in G.U.S.G. 10/07/2012, n.159, S. O. n. 143.
- [33] D.M. 23 giugno 2016: *Incentivazione dell'energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili diverse dal fotovoltaico*, in G.U. 29/06/2016, Serie Generale n.150.
- [34] L. 24 dicembre 2007, n. 244: *Disposizioni per la formazione del bilancio annuale e pluriennale dello Stato (legge finanziaria 2008)*, in G.U. 28/12/2007, n. 300, S.O.

- [35] L. 23 luglio 2009, n. 99: *Disposizioni per lo sviluppo e l'internazionalizzazione delle imprese, nonché in materia di energia*, in G.U. 31/07/2009, n. 176, S.O.
- [36] Delib. AEEG n. 111/06: *Condizioni per l'erogazione del pubblico servizio di dispacciamento dell'energia elettrica sul territorio nazionale e per l'approvvigionamento delle relative risorse su base di merito economico, ai sensi degli articoli 3 e 5 del decreto legislativo 16 marzo 1999, n. 79.*
- [37] Delib. AEEG ARG/elt 107/09: *Approvazione del Testo Integrato delle disposizioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas in ordine alla regolazione delle partite fisiche ed economiche del servizio di dispacciamento (TIS) comprensivo di modalità per la determinazione delle partite economiche insorgenti dalle rettifiche ai dati di misura con modifiche alla deliberazione n. 111/06.*
- [38] Delib. AEEG 360/2015/R/eel: *Proroga in merito all'obbligatorietà dei ritardi nell'attivazione di alcune funzioni previste per la generazione distribuita.*
- [39] Delib. AEEG 786/2016/R/eel: *Tempistiche per l'applicazione delle nuove disposizioni previste dalla norma CEI 0-16 e dalla nuova edizione della norma CEI 0-21 relative agli inverter, ai sistemi di protezione di interfaccia e alle prove per i sistemi di accumulo.*
- [40] Delib. AEEG ARG/elt 99/08: *Testo integrato delle condizioni tecniche ed economiche per la connessione alle reti elettriche con obbligo di connessione di terzi degli impianti di produzione di energia elettrica (TICA).*
- [41] Delib. AEEG n. 89/07: *Condizioni tecnico economiche per la connessione di impianti di produzione di energia elettrica alle reti elettriche con obbligo di connessione di terzi a tensione nominale minore o uguale a 1 kV.*
- [42] Delib. AEEG n. 348/07: *Testo integrato delle disposizioni dell'Autorità per l'energia elettrica e il gas per l'erogazione dei servizi di trasmissione, distribuzione e misura dell'energia elettrica per il periodo di regolazione 2008-2011 e disposizioni in materia di condizioni economiche per l'erogazione del servizio di connessione (TIT).*
- [43] Delib. AEEG n. 88/07: *Disposizioni in materia di misura dell'energia elettrica prodotta da impianti di generazione.*
- [44] Delib. AEEG n. ARG/elt 150/08: *Ulteriori disposizioni in materia di misura dell'energia elettrica prodotta da impianti di generazione e in materia di misura dell'energia elettrica prodotta e immessa da impianti di produzione Cip n. 6/92, in G.U. 12/11/08, n. 265.*
- [45] Delib. AEEG 570/2012/R/efr: *Testo integrato delle modalità e delle condizioni tecnico-economiche per l'erogazione del servizio di scambio sul posto: condizioni per l'anno 2013.*
- [46] Norma CEI 0-16: *Regola tecnica di riferimento per la connessione di utenti attivi e passivi alle reti AT ed MT delle imprese distributrici di energia elettrica, e varianti (ed. 2016).*
- [47] Norma CEI 0-21: *Regola tecnica di riferimento per la connessione di utenti attivi e passivi alle reti BT delle imprese distributrici di energia elettrica (ed. 2016).*

UN METODO DI VERIFICA DELLE TURBINE EOLICHE AD ASSE ORIZZONTALE

1 La teoria del disco attuatore ed il limite di Betz

Un modello semplice, generalmente attribuito a Betz (1926), può essere utilizzato per determinare la potenza da un rotore di turbina ideale, la spinta del vento sul rotore ideale e l'effetto del funzionamento del rotore sul campo del vento locale. Il più semplice modello aerodinamico di una turbina eolica è noto come modello del “disco attuatore”, in cui il rotore è assunto come a disco omogeneo che rimuove l'energia dal vento.

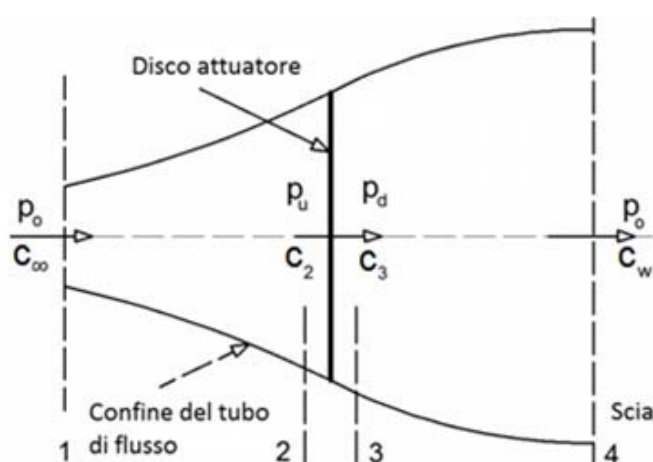


Fig. 1 - Flusso ideale attraverso una turbina eolica rappresentato con un disco attuatore non rotante.

La teoria del disco attuatore ideale è basata sulle seguenti ipotesi:

- fluido omogeneo, incomprimibile, flusso allo stato stazionario, nessuna resistenza di attrito;
- incremento o la spinta della pressione per unità di area è costante sul disco;
- componente rotazionale della velocità nel tubo di flusso è zero;
- continuità di velocità attraverso il disco;
- numero infinito di pale.

L'analisi della teoria del disco attuatore presuppone un volume di controllo come mostrato graficamente in Fig. 1.

Nel volume di controllo in Fig. 1 il flusso passa unicamente attraverso le estremità del tubo del flusso. La turbina è rappresentata da un disco attuatore uniforme che crea una discontinuità di pressione nel tubo dell'aria che scorre attraverso di esso.

Si noti, inoltre, che questa analisi non è limitata a nessun tipo particolare di turbina eolica.

Dal presupposto della continuità della velocità attraverso il disco, le velocità alle sezioni 2 e 3 sono uguali alla velocità del rotore:

$$c_2 = c_3 = c_R$$

Per il flusso stazionario la portata massica d'aria attraverso il disco può essere scritta come:

$$\dot{m} = \rho c_R A$$

Applicando la legge di conservazione della quantità di moto lineare al volume di controllo che racchiude l'intero sistema, si può trovare la forza netta relativa al contenuto del volume di controllo. Quella forza è uguale e opposta alla spinta T che è la forza del vento sulla turbina eolica.

Quindi, dalla conservazione del momento lineare per un flusso unidimensionale, incomprimibile, invariante nel tempo, la spinta è uguale e contraria alla variazione della quantità di moto del flusso d'aria:

$$T = -\dot{m}(c_\infty - c_w)$$

Non viene eseguito alcun lavoro su entrambi i lati (a monte e a valle) del rotore della turbina.

Quindi l'equazione di Bernoulli può essere usata nei due volumi di controllo su entrambi i lati del disco attuatore.

Tra il flusso indisturbato (infinitamente a monte) ed il lato sopravento del rotore (dalla sezione 1 alla sezione 2 in figura) e tra il lato sottovento del rotore e scia lontana a valle (dalla sezione 3 alla sezione 4 in figura) rispettivamente:

$$p_0 + \rho \frac{1}{2} c_\infty^2 = p_u + \rho \frac{1}{2} c_R^2$$

$$p_d + \rho \frac{1}{2} c_R^2 = p_0 + \rho \frac{1}{2} c_w^2$$

La spinta può essere espressa come somma netta delle forze che agiscono su ciascun lato del disco attuatore:

$$T = Ap' \quad p' = p_u - p_d$$

Riprendendo le equazioni precedenti, ed isolando le pressioni a monte ed a valle del rotore, si ha:

$$p_u = p_0 + \rho \frac{1}{2} c_\infty^2 - \rho \frac{1}{2} c_R^2 \quad p_d = p_0 + \rho \frac{1}{2} c_w^2 - \rho \frac{1}{2} c_R^2$$

E quindi p' è così definita:

$$p' = p_u - p_d = \rho \frac{1}{2} c_\infty^2 - \rho \frac{1}{2} c_w^2$$

E la spinta T è così definita:

$$T = Ap' = \frac{1}{2} \rho A (c_\infty^2 - c_w^2)$$

Riprendendo l'equazione della spinta dal bilancio di quantità di moto e quella appena ricavata, ed eguagliandole, si ricava l'espressione della velocità sul rotore:

$$T = \dot{m}(c_\infty - c_w) = \rho u_R A (c_\infty - c_w) = \frac{1}{2} \rho A (c_\infty^2 - c_w^2)$$

$$\rho u_R A (c_\infty - c_w) = \frac{1}{2} \rho A (c_\infty - c_w)(c_\infty + c_w) \Rightarrow u_R = \frac{1}{2} (c_\infty + c_w)$$

Se un fattore di induzione assiale a è definito come diminuzione frazionaria della velocità del vento tra il flusso libero a monte e il piano del rotore, si ha:

$$a = \frac{(c_\infty - c_R)}{c_\infty}$$

$$c_\infty a = (c_\infty - c_R) \Rightarrow c_R = c_\infty (1 - a)$$

Siccome poi, essendo la velocità sul rotore la media tra quella lontano a monte e quella a valle, si scrive:

$$c_R = \frac{c_\infty + c_w}{2} \Rightarrow 2c_R = c_\infty + c_w \Rightarrow 2c_\infty(1 - a) = c_\infty + c_w$$

$$2c_\infty(1 - a) = c_\infty + c_w \Rightarrow c_w = c_\infty(2 - 2a - 1) = c_\infty(1 - 2a)$$

Le distribuzioni di velocità e pressione sono illustrate in Fig. 2. A causa della continuità, il diametro del tubo di flusso deve aumentare man mano che la sua velocità diminuisce e si nota che si

verifica una improvvisa caduta di pressione sul piano del rotore che contribuisce alla coppia delle pale rotanti della turbina.

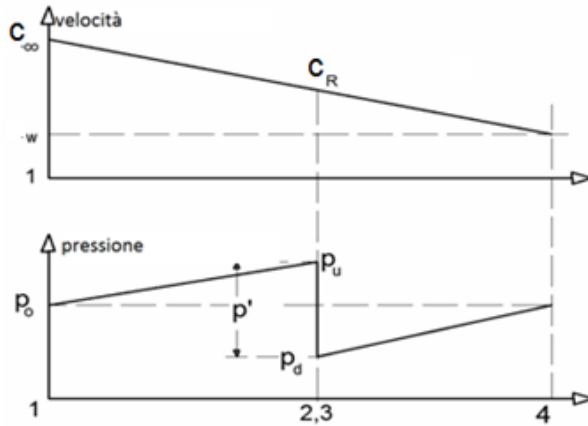


Fig. 2 - Distribuzione della velocità e della pressione lungo il tubo di flusso.

La potenza erogata P è uguale alla spinta per la velocità sul piano del rotore:

$$P = T \cdot c_R$$

Utilizzando l'equazione della spinta legata all'applicazione dell'equazione di Bernoulli e sostituendo le equazioni delle velocità su rotore e lontano a valle in funzione del fattore di induzione assiale, si perviene ad una interessante espressione:

$$\begin{aligned} P &= \frac{1}{2} \rho A (c_\infty^2 - c_w^2) u_R = \\ &= \frac{1}{2} \rho A \cdot c_\infty^2 [1 - (1 - 2a)^2] \cdot (1 - a) \cdot c_\infty = \\ &= \frac{1}{2} \rho A c_\infty^3 (4a - 4a^2)(1 - a) \end{aligned}$$

$$P = 2 \rho A u_\infty^3 a(1 - a)^2$$

I parametri di prestazione di potenza di una turbina eolica possono essere espressi in una forma adimensionale, in cui il coefficiente di potenza, C_P è dato dall'equazione seguente:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A c_\infty^3}$$

Il coefficiente di potenza è esprimibile in funzione del fattore in base all'espressione di potenza appena ricavata:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A c_\infty^3} = \frac{2 \rho A c_\infty^3 a(1 - a)^2}{\frac{1}{2} \rho A c_\infty^3} = 4a(1 - a)^2$$

Il massimo di C_P si ottiene derivando la sua funzione rispetto ad a e cercandone lo zero:

$$\begin{aligned} f(a) &= 4a(1 - a)^2 \Rightarrow f'(a) = 4(1 - a)^2 + 4a \cdot 2(1 - a) \cdot (-1) = [(4 - 4a) - 8a](1 - a) \\ f'(a) &= 0 \Rightarrow 4(1 - a) \cdot (1 - 3a) = 0 \end{aligned}$$

Si hanno due soluzioni per $a = 1$ e per $a = 1/3$, ma la prima non ha significato fisico essendo ad un estremo del campo di variazione di a che, per definizione, è compreso tra 0 ed 1. Nel caso in cui $a = 1/3$ il coefficiente di potenza vale:

$$C_P(a = 1/3) = 4 \cdot \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 = \frac{4}{3} \cdot \frac{8}{9} = \frac{16}{27} = 0,5926$$

Questo risultato indica che, se un rotore ideale fosse progettato e gestito in modo tale che la velocità del vento al rotore fosse pari a $2/3$ della velocità del vento del flusso libero, allora opererebbe nel punto di massima produzione di potenza. Questo è noto come limite di Betz.

Dall'espressione della spinta derivata dalla variazione di quantità di moto e ricordando l'espressione della velocità lontano a valle in funzione del fattore di induzione assiale a , si ha:

$$T = \dot{m}(c_\infty - c_w) = \rho u_R A (c_\infty - c_w) = \rho c_\infty (1-a) A [1 - (1-2a)] c_\infty = \rho c_\infty^2 A (1-a) 2a$$

Similmente al coefficiente di potenza, il coefficiente di spinta può essere definito dal rapporto tra forza di spinta e forza dinamica, come mostrato nella seguente equazione:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A c_\infty^2}$$

Pertanto, espresso ancora in relazione al fattore a , il coefficiente di spinta C_T vale:

$$C_T = \frac{2 \rho A u_\infty^2 a(1-a)}{\frac{1}{2} \rho A u_\infty^2} = 4a(1-a)$$

Si noti che C_T ha un massimo di 1,0 quando $a = 0,5$ e la velocità a valle (velocità di scia) è zero. A potenza massima ($a = 1/3$), C_T ha un valore di $8/9$. Un grafico dei coefficienti di potenza e spinta per una turbina ideale di Betz e la velocità adimensionale a valle sono illustrati in Fig. 3.

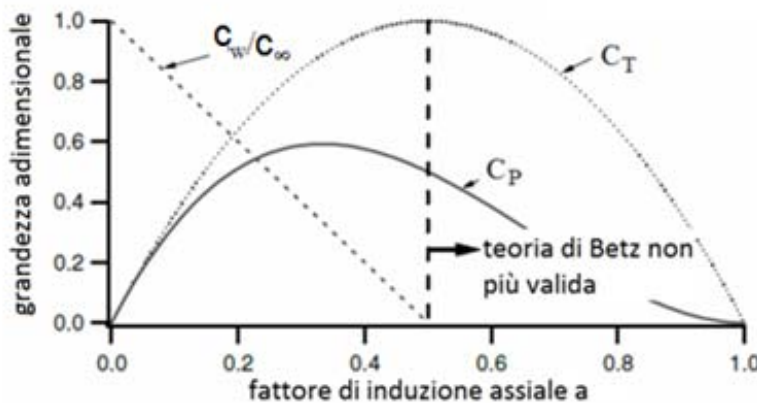


Fig. 3 - Parametri di funzionamento di una turbina di Betz.

Come accennato in precedenza, questo modello idealizzato non è valido per fattori di induzione assiale superiori a 0,5. In pratica, mentre il fattore di induzione assiale si avvicina e supera 0,5, modelli di flusso complicati che non sono rappresentati in questo semplice modello si traducono in coefficiente di spinta che possono arrivare fino a 2,0.

In conclusione, la teoria del disco attuatore fornisce una base razionale per illustrare che la velocità del flusso sul rotore è diversa dalla velocità del flusso libero (indisturbato a monte). Il limite di Betz, $C_{p,max} = 16/27$, mostra il massimo teoricamente possibile coefficiente di potenza del rotore che può essere raggiunto da una turbina eolica. In pratica, tre effetti portano a una diminuzione del coefficiente di potenza massima raggiungibile:

- la rotazione della scia dietro il rotore;
- il numero finito di pale e le perdite di apice associate;
- la resistenza aerodinamica (del profilo palare) diversa da zero.

2 La teoria generalizzata della quantità di moto

Nell'analisi precedente, usando la teoria della quantità di moto lineare, si presumeva che nessuna rotazione fosse impartita al flusso. L'analisi precedente può essere estesa al caso in cui il rotore rotante genera momento angolare, che può essere correlato alla coppia del rotore. Nel caso di un rotore di turbina eolica rotante, il flusso dietro il rotore ruota nella direzione opposta al rotore, in reazione alla coppia esercitata dal flusso sul rotore. Un modello di tubo di flusso anulare di questa corrente, che illustra la rotazione della scia, è mostrato in Fig. 4.

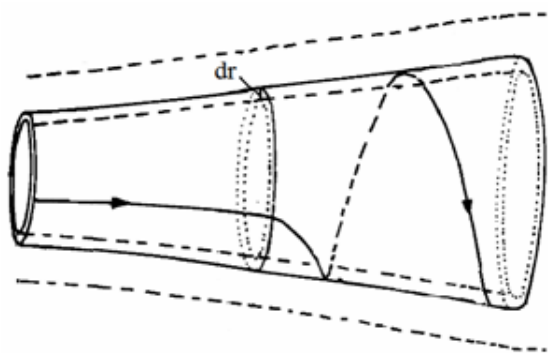


Fig. 4 - Modello di tubo di flusso della corrente dietro il rotore di una turbina eolica.

La generazione di energia cinetica rotazionale nella scia provoca una minore estrazione di energia da parte del rotore rispetto a quanto sarebbe previsto senza rotazione della scia. In generale, l'energia cinetica aggiuntiva nella scia del generatore eolico sarà maggiore se la coppia generata è maggiore. Così, come sarà mostrato qui di seguito, le turbine eoliche a funzionamento lento (con una bassa velocità di rotazione e coppia elevata) subiscono maggiori perdite di rotazione rispetto alle macchine eoliche ad alta velocità e bassa coppia.

La Fig. 5 mostra uno schema dei parametri coinvolti in questa analisi. I pedici indicano i valori nelle sezioni trasversali identificate da numeri. Se si presume che la velocità angolare impartita al flusso (identificata con ω) sia piccola rispetto alla velocità angolare del rotore della turbina eolica (identificata con Ω), si può pertanto anche presumere che la pressione nella scia lontana sia uguale alla pressione nel flusso libero a monte.

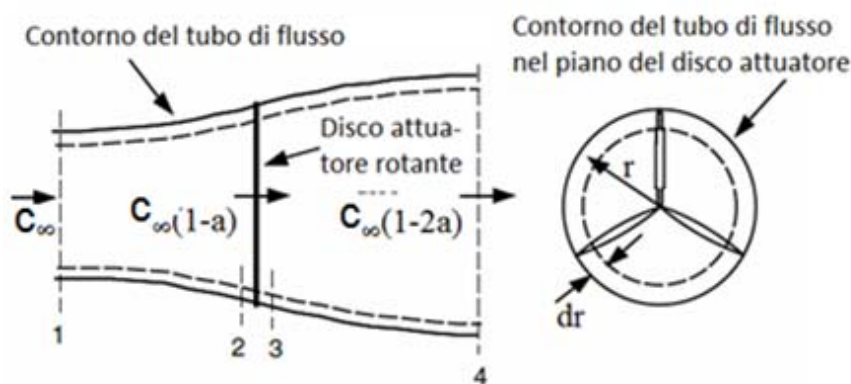


Fig. 5 - Geometria nell'analisi del rotore.

L'analisi che segue si basa sull'uso di un tubo a flusso anulare con raggio r e spessore dr , risultante in un'area della sezione trasversale pari a $2\pi r dr$ (vedi Fig. 5). La pressione, la rotazione della scia e tutti i fattori di induzione si presume che siano funzioni del raggio.

Se si utilizza un volume di controllo che si sposta con la velocità angolare delle pale, l'equazione dell'energia può essere applicata nelle sezioni prima e dopo le pale per derivare un'espressione per la differenza di pressione attraverso le pale. Si noti che, attraverso il disco di flusso, la velocità angolare dell'aria rispetto alla pala aumenta da Ω a $\Omega + \omega$, mentre la componente assiale di velocità rimane costante.

I risultati sono:

$$p_2 - p_3 = \rho \left(\omega + \frac{1}{2} \Omega \right) \omega r^2$$

La formula va spiegata con una certa attenzione perché deriva dall'applicazione della relazione di Bernoulli nel sistema relativo. A monte del rotore, nella sezione 2, la velocità relativa w_2 ha due componenti in direzione assiale e trasversale di entità pari a c_R e Ωr rispettivamente. A valle del rotore, nella sezione 3, la velocità relativa w_3 ha due componenti in direzione assiale e trasversale di entità pari a c_R e $(\Omega + \omega)r$ rispettivamente. A questo proposito si veda la Fig. 6, si noti che $c_2 = c_3 = c_R$ perché la componente assiale non cambia nell'attraversamento del rotore.

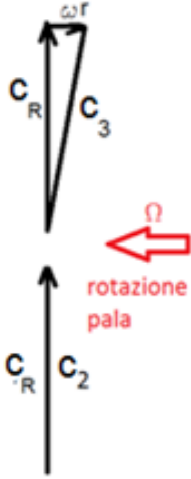


Fig. 6 - Cambiamento della velocità attraverso il rotore.

$$p_2 + \rho \frac{1}{2} w_2^2 = p_3 + \rho \frac{1}{2} w_3^2$$

$$p_2 + \rho \frac{1}{2} (c_R^2 + \Omega^2 r^2) = p_3 + \rho \frac{1}{2} (c_R^2 + (\omega + \Omega)^2 r^2)$$

Portando al membro di sinistra la differenza di pressione si ottiene:

$$p_2 - p_3 = \rho \frac{1}{2} (c_R^2 + (\omega + \Omega)^2 r^2) - \rho \frac{1}{2} (c_R^2 + \Omega^2 r^2) = \frac{1}{2} \rho [(\omega^2 + 2\omega\Omega + \Omega^2) r^2 - \Omega^2 r^2]$$

Semplificando si arriva all'espressione già introdotta per la differenza $p_2 - p_3$:

$$p_2 - p_3 = \frac{1}{2} \rho [(\omega^2 + 2\omega\Omega) r^2] = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2$$

La spinta risultante sull'elemento anulare (corrispondente ad una corona circolare di spessore dr e raggio r), dT , vale:

$$dT = (p_2 - p_3) dA = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \cdot 2\pi r dr$$

Si definisce quindi un fattore di induzione angolare a' come:

$$a' = \frac{\omega}{2\Omega}$$

Si noti che, quando la rotazione della scia è inclusa nell'analisi, la velocità indotta al rotore consiste non solo nella componente assiale, $c_\infty a$, ma anche in una componente tangenziale nel piano del rotore, $r\Omega a'$.

L'espressione per la spinta diventa:

$$dT = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} \omega \right) \omega r^2 \cdot 2\pi dr = \rho \left(\Omega + \frac{1}{2} 2a'\Omega \right) 2\Omega a' r^2 \cdot 2\pi dr = \rho \Omega^2 r^2 (1 + a') 2a' \cdot 2\pi dr$$

$$dT = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 \cdot 4a'(1 + a') \cdot 2\pi dr$$

A seguito della precedente analisi della quantità di moto lineare, la spinta su una sezione anulare può anche essere determinata dalla seguente espressione che utilizza il fattore di induzione assiale, a , (notare che u_1 , la velocità di flusso libero è indicata da u_∞ in questa analisi):

$$T = \rho u_\infty^2 A (1 - a) 2a \Rightarrow dT = \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 (1 - a) 4a \cdot 2\pi dr$$

Eguagliando le due espressioni per la spinta elementare si ottiene:

$$dT = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 r^2 \cdot 4a'(1 + a') \cdot 2\pi dr = \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 (1 - a) 4a \cdot 2\pi dr \Rightarrow \Omega^2 r^2 \cdot 4a'(1 + a') = u_\infty^2 (1 - a) 4a$$

$$\frac{\Omega^2 r^2}{c_\infty^2} = \frac{(1 - a) 4a}{4a'(1 + a')} = \frac{a(1 - a)}{a'(1 + a')} = \lambda_r^2$$

dove λ_r è il rapporto di velocità d'apice locale definito più avanti. Questo risultato sarà utilizzato più avanti nell'analisi. Il rapporto di velocità d'apice, definito come rapporto tra la velocità della pala al suo apice e la velocità del vento in flusso libero, è data da:

$$\lambda = \frac{\Omega R}{c_\infty}$$

Il rapporto di velocità d'apice si presenta spesso nelle equazioni aerodinamiche del rotore. Il rapporto di velocità d'apice locale è il rapporto della velocità del rotore ad un raggio intermedio rispetto alla velocità del vento indisturbato:

$$\lambda_r = \frac{\Omega r}{c_\infty}$$

Come passo successivo, si può derivare un'espressione per la coppia attiva sul rotore, applicando la conservazione della quantità di moto angolare. Piuttosto che proseguire nello sviluppo analitico per ottenere l'andamento del coefficiente di potenza rispetto al rapporto di velocità d'apice è opportuno passare all'elemento di pala in modo da applicare il modello del disco attuatore ad una pala effettiva.

3 La teoria dell'elemento di pala

Le teorie della quantità di moto, che sono state sviluppate nelle sezioni precedenti, si basano su una considerazione della velocità assiale e di rotazione media nella scia e determinano la spinta e la coppia di una pala dal tasso di diminuzione della quantità di moto del fluido. Le teorie determinano un limite superiore al coefficiente di potenza di qualsiasi pala, a seconda della velocità del vento a flusso libero e della potenza estratta, ma limitano la comprensione dell'effetto della geometria del rotore (ad es. sezione palare, corda e svergolamento). La teoria dell'elemento di pala è un metodo alternativo per analizzare il comportamento delle pale dovuto al loro movimento attraverso l'aria.

Come mostrato in Fig. 7, per questa analisi, si presume che la lama sia divisa in N sezioni (o elementi) e la forza aerodinamica che agisce su ciascun elemento della pala può essere stimata come la forza sul profilo aerodinamico adatto, con le stesse caratteristiche della sezione adottata che si mantengono immutate per tutta la lunghezza dell'elemento della pala. Finalmente, supponendo che il comportamento di ogni elemento non sia influenzato dagli elementi adiacenti della stessa pala, la forza su tutta la pala può essere derivata sommando i contributi di tutti gli elementi lungo la pala.

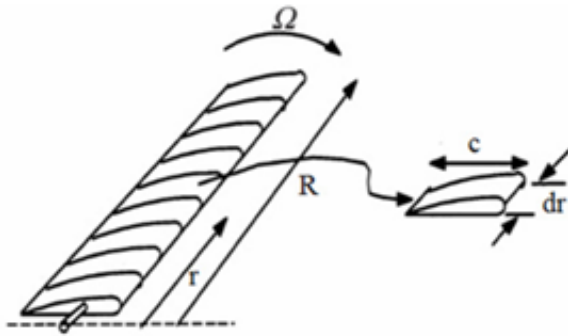


Fig. 7 - Elemento di pala e intera pala.

Un diagramma che mostra l'elemento della pala sviluppato in raggio r e le velocità e le forze che agiscono su questo elemento è mostrato in Fig. 8.

La velocità del vento relativa u_{rel} (di solito indicata con w) è la somma vettoriale della velocità del vento sul rotore u_{∞} (1-a) (la somma vettoriale della velocità del vento di flusso libero, u_{∞} e della velocità assiale indotta $-au_{\infty}$) e la velocità del vento, dovuta alla rotazione della pala (velocità di trascinamento). E questa componente rotazionale è la somma vettoriale della velocità di sezione di pala (indicata con Ωr) e della velocità angolare indotta $a'\Omega r$. Quindi la velocità del vento relativa u_{rel} risulterà graficamente come mostrato sul diagramma di velocità in Fig. 8.

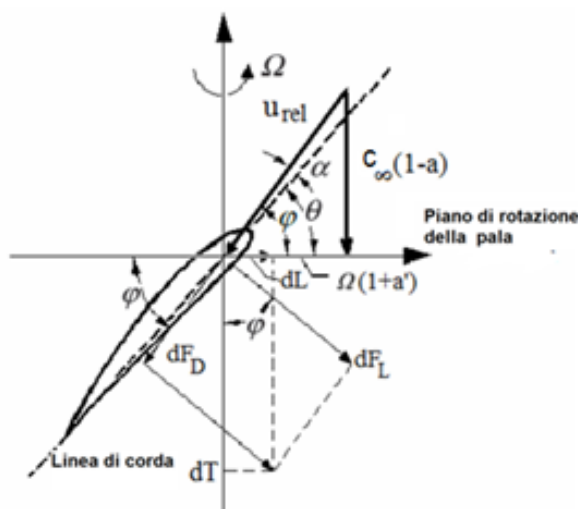


Fig. 8 - Geometria della pala per l'analisi di una turbina eolica ad asse orizzontale.

Il segno meno nel termine $u_{\infty}(1-a)$ è dovuto al ritardo del flusso, mentre il segno positivo del vettore rappresentativo dell'aria che si avvicina al rotore e il segno positivo nel termine $\Omega r(1+a')$, come mostrato in Fig. 8, sono dovuti al flusso d'aria in entrata.

Il senso inverso a quello di rotazione della pala determina che le particelle di aria colpiscano le pale e quindi diano coppia di conseguenza.

Di seguito, in Fig. 9, la stessa analisi è effettuata con simboli diversi [1], essendo w la velocità relativa u_{rel} e ω la velocità angolare di rotazione in precedenza indicata con Ω , la corda è indicata con l anziché con c . L'angolo di incidenza è indicato con α , l'angolo di calettamento è indicato con θ e infine l'angolo del flusso relativo è indicato con φ . Si individuano anche la direzione assiale con l'asse x e la direzione trasversale con l'asse y [2-6].

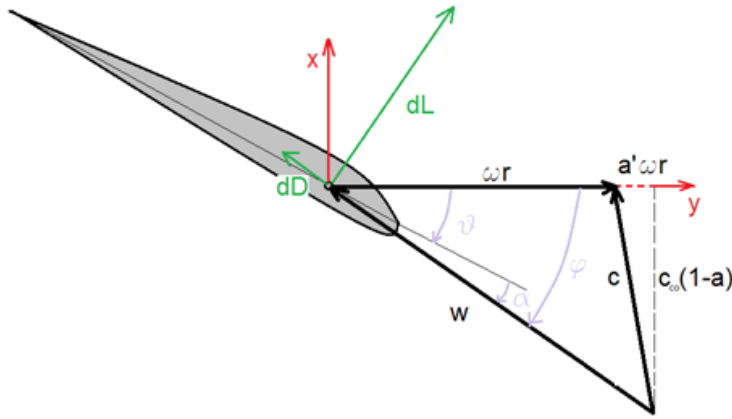


Fig. 9 - Azioni aerodinamiche sull'elemento di pala e fattori di interferenza.

Dal diagramma delle velocità di Fig. 8 si possono dedurre le seguenti relazioni che sono state esplicitate anche in [1].

$$\varphi = \theta + \alpha \quad (1) \quad u_{rel} = \frac{c_{\infty}(1-a)}{\sin \varphi} \quad (2) \quad \tan \varphi = \frac{c_{\infty}(1-a)}{\Omega r(1+a')} \quad (3)$$

Analogamente le azioni elementari di spinta assiale dT (direzione y) e tangenziale dL (direzione x), a partire dalle azioni aerodinamiche di portanza e resistenza sul profilo, vengono espresse, in relazione alla Fig. 8, come:

$$dF_L = C_L \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 c dr \quad dF_D = C_D \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 c dr$$

$$dF_y = dT = dF_L \cos \varphi + dF_D \sin \varphi \quad (4)$$

$$dF_x = dL = dF_L \sin \varphi - dF_D \cos \varphi \quad (5)$$

Se il numero delle pale è indicato con B (anche N come in [1]) la forza totale in direzione assiale e tangenziale, in corrispondenza del raggio r e del relativo elemento, è:

$$dT = B \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi] c dr$$

$$dL = B \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi] c dr$$

La coppia elementare dovuta alle forze tangenziali dL che agiscono alla distanza r dal mozzo è data da:

$$dQ = r dL$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi] r c dr$$

Introducendo dapprima la solidità σ della turbina eolica (in analogia con [1], dove è invece più precisamente valutata con un integrale) [6]:

$$\sigma = \frac{Bc}{2\pi r}$$

e tenendo presente il legame tra velocità di flusso indisturbato, velocità relativa e la definizione di solidità, si perviene alle seguenti espressioni, esplicitando i confronti tra quanto già trovato:

$$dT = B \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi] c dr \Rightarrow \frac{Bc}{2\pi r} \pi \rho \frac{u_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi] r dr$$

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho u_{rel}^2 [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi] r c dr \Rightarrow \frac{Bc}{2\pi r} \pi \rho \frac{u_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi] r^2 dr$$

Sono state quindi ottenute due equazioni dalla teoria dell'elemento di pala. Esse definiscono l'azione di spinta dT e la coppia su una sezione anulare del rotore in funzione degli angoli di flusso sulla pala e delle caratteristiche del profilo aerodinamico. Per sviluppare la teoria dell'elemento di pala è opportuno effettuare le due seguenti ipotesi:

- il comportamento di ciascun elemento di pala non è influenzato da quello degli elementi di pala adiacenti;
- per ciascun elemento di pala sono adottate le caratteristiche del profilo aerodinamico corrispondente all'elemento di pala medesimo in esame.

4 Metodo della quantità di moto per l'elemento di pala

Eguagliando la forza elementare di spinta sulla base della quantità di moto applicata alla turbina come disco attuatore con quella dell'elemento di pala:

$$dT = \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 (1-a) 4a \cdot 2\pi r dr \quad dT = \sigma \pi \rho \frac{u_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi] r dr$$

$$\frac{1}{2} \rho u_\infty^2 (1-a) 4a \cdot 2\pi r dr = \sigma \pi \rho \frac{u_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi] r dr$$

$$(1-a) 4a = \sigma \frac{(1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi]$$

$$\frac{4a}{(1-a)} = \sigma \frac{1}{\sin^2 \varphi} [C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi] \Rightarrow \frac{a}{1-a} = \sigma \frac{C_L \cos \varphi}{4 \sin^2 \varphi} \left[1 + \frac{C_D}{C_L} \tan \varphi \right]$$

Eguagliando la coppia elementare sulla base della quantità di moto applicata alla turbina come disco attuatore con quella dell'elemento di pala:

$$dQ = 4a'(1-a) \cdot \frac{1}{2} \rho c_\infty \Omega r^2 \cdot 2\pi r dr \quad dQ = \pi \sigma \rho \frac{c_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi] r^2 dr$$

$$4a'(1-a) \cdot \frac{1}{2} \rho c_\infty \Omega r^2 \cdot 2\pi r dr = \pi \sigma \rho \frac{c_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi] r^2 dr$$

$$4a'(1-a) \cdot \frac{1}{2} \Omega r \cdot 2 = \sigma \frac{c_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \varphi} [C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi]$$

$$\frac{4a'}{(1-a)} \cdot \frac{\Omega r}{u_\infty} = \sigma \frac{\sin \varphi}{\sin^2 \varphi} \left[C_L - C_D \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} \right] \Rightarrow \frac{a'}{(1-a)} = \frac{\sigma C_L}{\lambda_r} \frac{1}{4 \sin \varphi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi \right)$$

L'equazione ultima determinata può essere riformulata tenendo conto dell'espressione dell'angolo del flusso:

$$\begin{aligned}\tan \varphi &= \frac{c_\infty(1-a)}{\Omega r(1+a')} \Rightarrow (1-a) = \tan \varphi \frac{\Omega r}{u_\infty} (1+a') = \lambda_r \tan \varphi (1+a') \\ \frac{a'}{(1-a)} &= \frac{\sigma}{\lambda_r} \frac{C_L}{4 \sin \varphi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi\right) \Rightarrow \frac{a'}{\lambda_r(1+a') \tan \varphi} = \frac{\sigma}{\lambda_r} \frac{C_L}{4 \sin \varphi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi\right) \\ \frac{a'}{\lambda_r(1+a') \tan \varphi} &= \frac{\sigma}{\lambda_r} \frac{C_L}{4 \sin \varphi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi\right) \Rightarrow \frac{a'}{(1+a')} = \sigma C_L \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} \frac{1}{4 \sin \varphi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi\right) \\ \frac{a'}{(1+a')} &= \sigma \frac{C_L}{4 \cos \varphi} \left(1 - \frac{C_D}{C_L} \cot \varphi\right)\end{aligned}$$

Se si pone $C_D=0$ si ottengono le prestazioni del rotore indipendentemente dalle caratteristiche della sezione palare. Questo dà risultati accettabili per i profili a bassa resistenza. In tal caso si possono riscrivere le ultime tre equazioni:

$$\frac{a}{1-a} = \sigma \frac{C_L \cos \varphi}{4 \sin \varphi^2} \quad (6) \quad \frac{a'}{(1-a)} = \frac{\sigma C_L}{\lambda_r} \frac{1}{4 \sin \varphi} \quad (7)$$

$$\frac{a'}{(1+a')} = \sigma \frac{C_L}{4 \cos \varphi} \quad (8)$$

A partire da queste tre ultime equazioni le utili relazioni che seguono possono essere ricavate dopo alcuni sviluppi algebrici:

$$C_L = \frac{4 \sin \varphi}{\sigma} \cdot \frac{(\cos \varphi - \sin \varphi)}{(\sin \varphi + \lambda_r \cos \varphi)} \quad (9)$$

$$a = \frac{1}{\left\{1 + \left[\frac{4 \sin^2 \varphi}{\sigma C_L \cos \varphi} \right] \right\}} \quad (10)$$

$$a' = \frac{1}{\left\{ \left[\frac{4 \cos \varphi}{\sigma C_L} \right] - 1 \right\}} \quad (11)$$

$$\frac{a}{a'} = \frac{\lambda_r}{\tan \varphi} \quad (12)$$

5 Procedura di calcolo

Il metodo di calcolo utilizza le caratteristiche del profilo misurate e le equazioni della quantità di moto dell'elemento di pala per risolvere direttamente il problema della determinazione di C_L e di a . Questo metodo dà luogo ad una soluzione numerica, ma si presta anche ad una soluzione grafica, che mostra chiaramente le condizioni del flusso sulla pala e l'esistenza di soluzioni molteplici.

La distribuzione delle corde palari l e dell'angolo di svergolamento θ , per ogni stazione in cui è stata discretizzata la pala, costituiscono i dati di input del codice di verifica insieme ai raggi R ed r_0 , al numero delle pale N ed al regime di funzionamento λ (rapporto di velocità d'apice). Si procede iterativamente, partendo da un valore di primo tentativo per i fattori di induzione a ed a' . Si calcola l'angolo del flusso φ con l'eq. (3), l'angolo di incidenza α con l'eq. (1), nonché C_L e C_D che sono funzioni di esso (caratteristiche del profilo palare corrispondente alla sezione). Dividendo entrambi i membri delle eq. (4) e (5) per $1/2 \rho w^2 l dr$ si ricavano le espressioni di C_x e C_y (qui non riportati, ma corrispondenti alle forze delle eq.(4) e (5)) in funzione di C_L , C_D e φ ; il fattore F si calcola con l'eq. (12). Il nuovi valori di a ed a' per chiudere il ciclo iterativo si ottengono dall'eq.

(6) e dall'eq. (8) rispettivamente, avendo sostituito a con aF ed a' con $a'F$ nel numeratore del termine a sinistra.

A questo proposito occorre notare che il modello puramente bidimensionale fornirebbe risultati poco significativi se non venisse introdotta una correzione per tener conto delle cosiddette perdite d'apice legate agli effetti di scia. A partire da Prandtl si è soliti introdurre un coefficiente F di riduzione della circuitazione tale che [3]:

$$F = \frac{N\Gamma}{\Gamma_{\infty}}$$

Si tratta del rapporto tra la circuitazione al raggio r e la circuitazione di un rotore con un numero infinito di pale. Il fattore F è funzione del rapporto caratteristico λ , del numero finito di pale N e della coordinata r . Il suo effetto è quello di ridurre la variazione della componente assiale di velocità attraverso la turbina dal valore $2a c_{\infty}$ al valore $2a c_{\infty}F$ e della componente tangenziale di velocità dal valore $2a'\omega r$ al valore $2a'F\omega r$. Per valutare F è stata adottata la seguente equazione dovuta a Prandtl:

$$F = \frac{2}{\pi} a \cdot \cos(e^{-f}) \quad f = \frac{N}{2} \cdot \frac{R-r}{r \sin \varphi}$$

Il coefficiente di potenza globale può essere valutato, a convergenza raggiunta, in base all'eq. (13). Esso costituisce il risultato del calcolo di verifica insieme alla distribuzione degli angoli di incidenza lungo la pala.

$$C_P = \frac{2P}{\rho c_{\infty}^3 \pi R^2} = \frac{2\omega \int_0^R dM}{\rho c_{\infty}^3 \pi R^2} \quad (13)$$

6 Il codice di calcolo VERTEO

Il codice di calcolo VERTEO (VERifica di Turbine Eoliche ad Asse Orizzontale) calcola le prestazioni di una turbina o meglio di un rotore di turbina eolica. Esso è stato sviluppato parallelamente ad un codice per il progetto delle turbine eoliche ad asse orizzontale che permette di disegnare il rotore a partire dalla distribuzione del carico lungo la pala e fissando le condizioni operative per cui le prestazioni sono massime [7]. Applicazioni del modello di calcolo hanno riguardato anche lo studio di fattibilità impianti di dissalazione alimentati da energia eolica, o meglio il calcolo di una centrale formata da diverse macchine ad asse orizzontali in un sito di caratteristiche note, asservita ad un impianti ad osmosi inversa per la dissalazione [8].

La turbina può essere schematizzata secondo la Fig. 10:

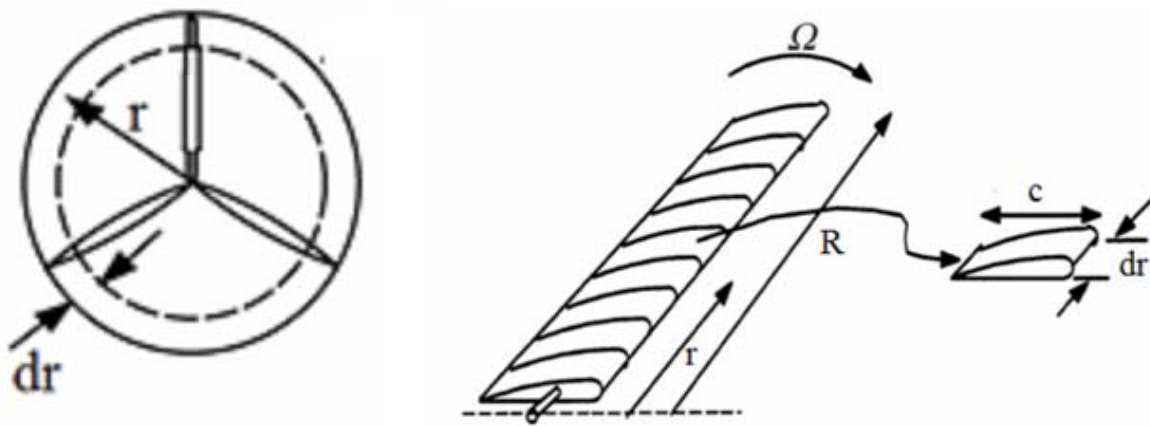


Fig. 10 - Vista frontale del rotore, assonometria della pala rotorica e dell'elemento di pala.

I dati di input al codice, letti in sequenza del file di dati VER*.DAT, sono:

RHO	densità ρ in condizioni ambientali [kg/m^3];
V0	velocità del vento a monte della macchina c_∞ [m/s];
X	il rapporto di velocità d'apice $\lambda = \Omega R / c_\infty$;
NB	numero delle pale N ;
RHUB	raggio di mozzo, r_0 , raggio di inizio pala misurato a partire dal mozzo [m];
RTIP	raggio di apice, R , raggio di fine pala misurato a partire dal mozzo, cioè raggio del rotore pari a $D/2$ [m];
N	numero N_r di elementi in cui è definita e risolta la pala;
COR(K)	corda della sezione palare corrispondente al k -esimo elemento [m];
TET[K]	angolo θ di calettamento della pala misurato rispetto al piano del rotore [$^\circ$];
EPS	tolleranza ϵ sulla convergenza del calcolo iterativo;
NTH	numero di dati attraverso cui è nota e definita la curva delle prestazioni del profilo palare che corrisponde alle sezioni degli elementi in cui è suddivisa la pala;
TA(I)	i -esimo angolo α (tabellato) per cui sono noti i coefficienti aerodinamici (per un dato profilo) [$^\circ$];
TCL(I)	coefficiente di portanza $C_L(\alpha)$ (tabellato) per l'angolo α (per un dato profilo);
TCD(I)	coefficiente di resistenza $C_D(\alpha)$ (tabellato) per l'angolo α (per un dato profilo);
ALFPRO(K)	angolo di incidenza di progetto per l' i -esimo elemento;

Il codice si articola in un programma principale che richiama diverse subroutines e fornisce i risultati attraverso alcuni file di output. Il diagramma di flusso è riportato nella Fig. 11.

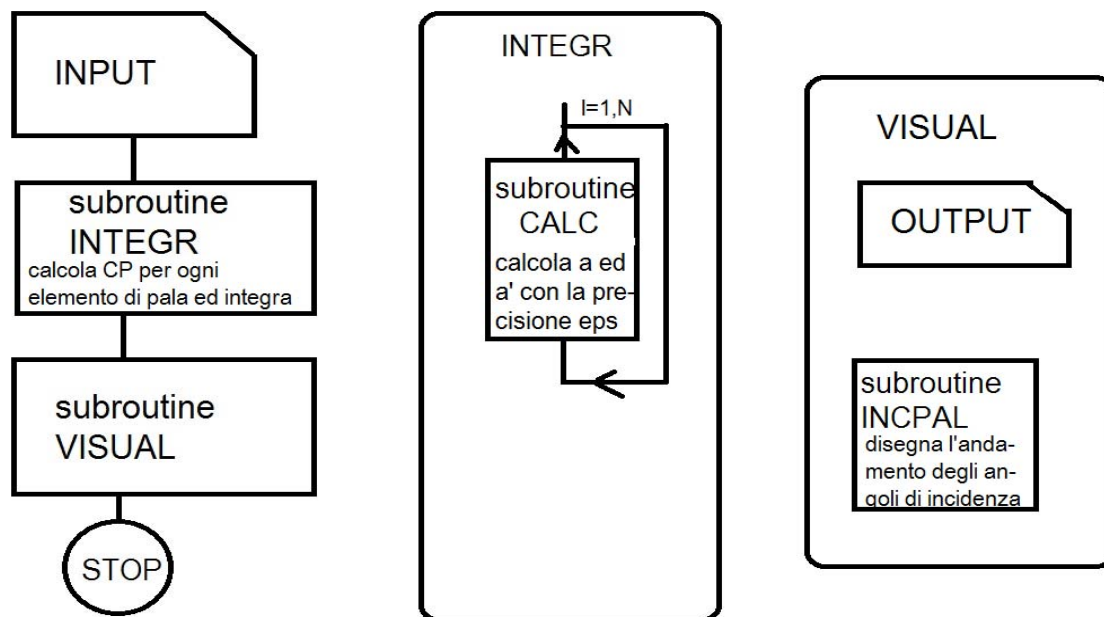


Fig. 11 - Diagramma di flusso del codice VERTEO.

6.1 Esempio di applicazione

Turbina ad asse orizzontale di diametro 20 m, con 3 pale e con sezioni modellate secondo il profilo NACA 6312. I valori di riferimento caricati come TCL e TCD sono mostrati in Fig. 12. Il numero di punti attraverso cui è assegnata la pala è 11, a cui corrispondono 10 elementi tra il raggio di mozzo (1,0 m) ed il raggio di apice (10 m). I dati di input delle corde e degli angoli di calettamento sono mostrati in Fig. 13:

Il file di output comprende diverse informazioni tra cui:

- la distribuzione dei coefficienti di induzione assiale ed angolare lungo il raggio;
- la distribuzione dell'angolo di incidenza e dei coefficiente di azione aerodinamica lungo il raggio;
- i valori delle forze assiali e tangenziali lungo il raggio.

Il parametrio riassuntivo delle prestazioni è il coefficiente di potenza C_P che è stato calcolato per le diverse condizioni di funzionamento, cioè al variare del rapporto di velocità λ .

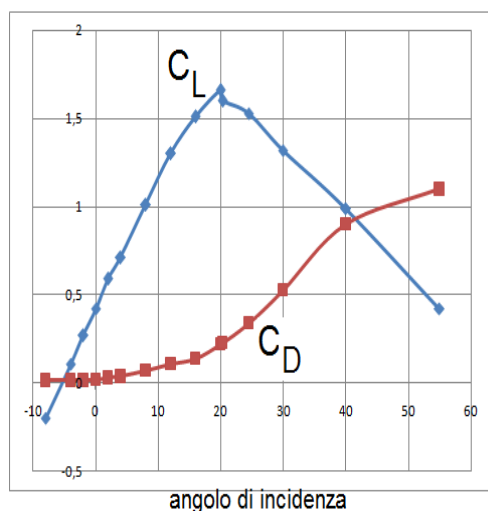


Fig. 12 - Prestazioni del profilo delle pale.

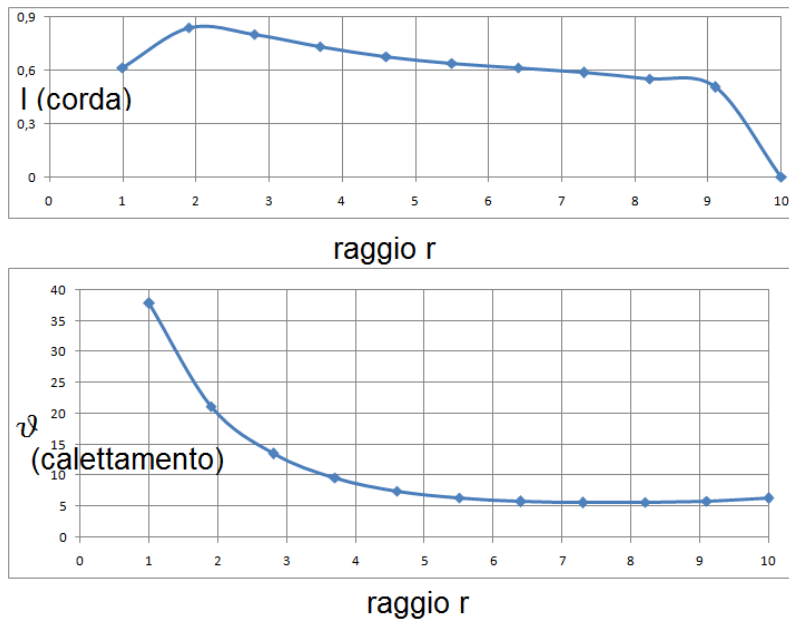


Fig. 13 - Distribuzione delle corda e dell'angolo di calettamento della pala lungo il raggio.

I risultati della ripetuta applicazione del codice sono illustrati nella Fig. 14, nella quale è mostrata la curva caratteristica della turbina nei termini dei parametro C_P (coefficiente di potenza) rispetto a λ (rapporto di velocità d'apice).

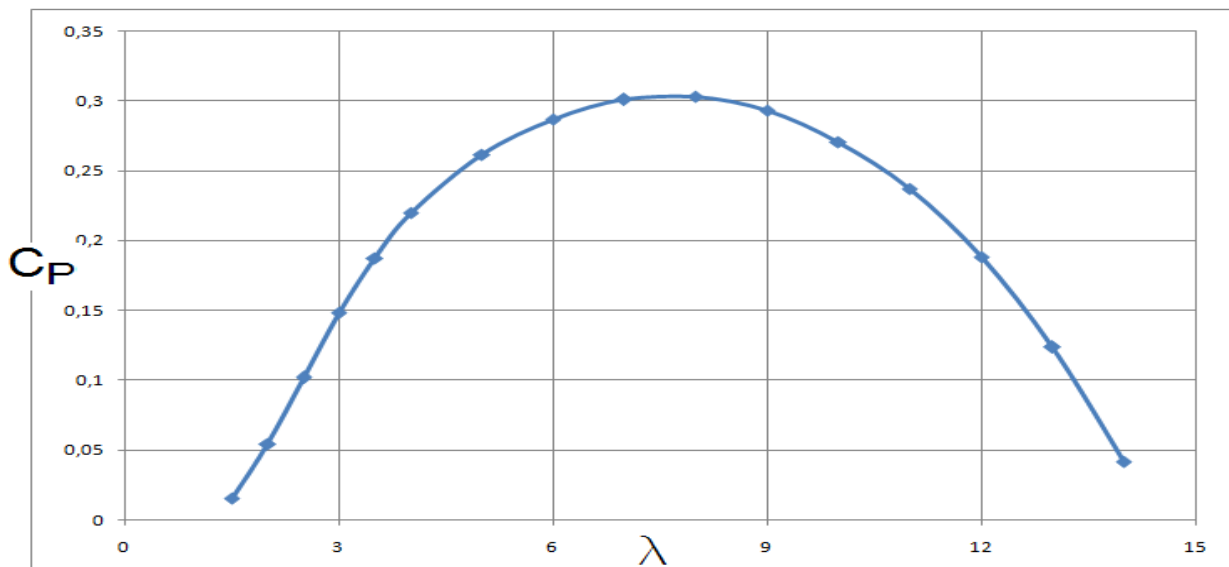


Fig. 14 - Curva caratteristica della turbina in oggetto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] M. MARINI, *Una metodologia per il progetto di turbine eoliche ad asse orizzontale*, atti del VIII Convegno Nazionale “Tecnologie e Sistemi Energetici Complessi”, Ed. S. Stecco, pp. 311-324, Bologna, 15-16 giugno 1995.
- [2] H. GLAUERT, *Airplane propellers*, in “Aerodynamic Theory”, Div. L, Vol. IV, Dover Publisher 1963.
- [3] R. E. WILSON, P.S. LISSAMAN, *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*, Oregon State University, NSF/RA/N-74-113, PB 2318595/3, Cornvallis (USA) 1974.
- [4] M. Q. ISLAM, A. K. M. ISLAM, *The Aerodynamic Performance of a Horizontal Axis Wind Turbine calculated by Strip Theory and Cascade Theory*, in “JSME International Journal Series B”, 37, 4 (1994), pp. 871-877.
- [5] E.E. LARRABEE, *The screw propeller*, in “Scientific American”, 243, 1 (1980), pp. 134-148.
- [6] C.N. ADKINS, R.H. LIEBECK, *Design of Optimum Propellers*, in “Journal of Propulsion and Power”, 10, 5 (1994), pp. 676-682.
- [7] G. CROCE, M. MARINI, *Wind Turbine Design for Specific Sites*, proceedings of “2001 European Wind Energy Conference”, Copenhagen (DK), 2-7 July 2001.
- [8] CROCE, M. MARINI, *Energetical, environmental and economical feasibility analysis of a wind powered desalination plant in Sardinia*, proceedings of the 2002 World Wind Energy Conference, Berlin (D). July 2002.

PROGETTAZIONE DI ROTORE DI TURBINA EOLICA OTTIMIZZATO PER LE CONDIZIONI DELL'ISOLA DELL'ASINARA

1 BASI TEORICHE DELLA PROGETTAZIONE

1.1 Introduzione

Nella presente sezione si intende sviluppare una proposta di progettazione per un rotore di turbina eolica ad asse orizzontale (HAWT - Horizontal Axis Wind Turbine) ottimizzato per specifiche condizioni di funzionamento. È indubbio che lo sviluppo di un rotore di turbina eolica, quando fornito da un costruttore di tipo commerciale, è realizzato con lo scopo di ottimizzare le prestazioni della macchina sotto molteplici aspetti, spesso visti come una serie di compromessi (potenza resa in funzione della taglia, generatore, curva di potenza, curva di C_p , materiali, peso, costi), finalizzati alla commercializzazione del prodotto, che deve obbligatoriamente possedere caratteristiche predeterminate e costanti. L'unità, che meglio si adatta alle caratteristiche di un sito, è quindi scelta tra un numero selezionato di unità aventi caratteristiche analoghe, ricavate da cataloghi di produttori diversi, al fine di ricercare soluzioni ottimali per la realizzazione di una wind farm, in cui la variabile costi (di capitale e/o di esercizio) gioca un ruolo tutt'altro che secondario [1].

Lo scopo della presente indagine è quello di sviluppare ex-novo un rotore di turbina eolica ottimizzato per le condizioni di ventosità già illustrate nella sezione “Progetto di impianto di dissalazione wind powered - isola dell'Asinara” e di studiarne le condizioni di funzionamento.

Tali condizioni sono caratterizzate da una ventosità statisticamente analizzata, con velocità media più probabile assoluta, a 50 m, pari a 4 m/s (e più in dettaglio: velocità media, nell'intervallo 2-6 m/s, a 50 m, rilevata per il 56% delle occorrenze; velocità media, inferiore a 6 m/s, a 50 m, rilevata per oltre il 60% delle occorrenze; velocità media mensile nei mesi critici per il funzionamento del dissalatore accoppiato: maggio 4,60 m/s, luglio 5,54 m/s, agosto 3,55 m/s, settembre 4,75 m/s, ottobre 4,23 m/s) (cfr. sezione “Progetto di impianto di dissalazione wind powered - isola dell'Asinara”).

1.2 Introduzione alla metodologia

I metodi di progettazione per le turbine eoliche devono considerare che il flusso che investe la pala è molto complesso, diverso da quello che investe il profilo alare di un'ala: tridimensionale, turbolento, incomprimibile. Pertanto, una simulazione CFD richiederebbe un dominio spaziale esteso e una risoluzione molto accurata: per questa ragione vengono preferiti metodi a vortice basati sulla teoria del flusso a potenziale, incapaci di modellare il flusso viscoso [2, 3].

I metodi di progettazione e di verifica sono basati sul metodo BEM (*Blade Element Momentum*), più efficiente dal punto di vista computazionale e meno dispendioso in termini di tempo, che tuttavia presuppone un campo di vento stazionario. Va osservato che tutte le moderne turbine eoliche ad asse orizzontale sono progettate utilizzando metodi di questo tipo, capaci di mettere a confronto, in una fase progettuale preliminare, una molteplicità di soluzioni palari e rotoristiche, lasciando a più raffinate metodologie successive (CFD o sperimentazione) la progettazione di dettaglio.

1.3 Metodologia progettuale

La progettazione è effettuata tramite software QBLADE opensource sotto licenza GPL, da svolgersi in maniera modulare, tramite l'impiego di moduli del software, costituiti da codici di calcolo sviluppati presso università/enti di ricerca e resi disponibili per il successivo riutilizzo in ambienti più complessi.

L'approccio BEM permette la generazione della polare per i profili alari selezionati e la loro estrapolazione ad angoli di attacco (AoA) di 360° (necessaria per profili alari costituenti sezioni di pala di turbina eolica), progettazione della pala e sua ottimizzazione, definizione delle caratteristiche del rotore e valutazione della sua performance, definizione della turbina eolica e valutazione della sua performance.

Il primo passo è il disegno dei profili alari di impiego, ovvero l'importazione di profili già definiti e di corrente uso. L'analisi dei profili, con relativa estrazione di polari per angoli di attacco generalmente ricompresi nell'intervallo $-5^\circ \div +25^\circ$, è effettuata tramite XFOIL e XFLR [4, 5]. Vengono così calcolati i coefficienti C_L C_D C_M , il rapporto C_L/C_D (*glide ratio*) in funzione dell'angolo di attacco α .

I valori calcolati per i profili in questione devono essere successivamente estrapolati a valori dell'angolo di attacco α esterni al campo di analisi $-5^\circ \div +25^\circ$, onde ricoprire tutti i 360° di possibile angolo di attacco α . Sebbene le condizioni di post-stallo non siano di particolare interesse per profili alari in funzionamento di tipo areonautico, le condizioni di post-stallo rivestono particolare importanza nel caso di pala eolica, le cui sezioni possono essere realizzate con profili diversi, che possono essere interessate dallo stallo nel corso dell'intera rotazione della pala. Da qui la necessità di disporre di coefficienti C_L e C_D estrapolati sugli interi 360° per permettere la continuità di funzionamento e la convergenza dell'algoritmo BEM. L'estrapolazione è effettuata mediante metodo Montgomerie o metodo Viterna [6, 7].

1.4 Metodo BEM (Blade Element Momentum)

Il metodo BEM fa ricorso alla teoria del disco attuatore per turbina eolica con la teoria dell'elemento di pala (si veda a questo riguardo il capitolo 4 - "Un metodo di verifica delle turbine eoliche ad asse orizzontale"), con cui si modellizzano le azioni locali sull'elemento medesimo. La pala è suddivisa in un numero finito di elementi, ognuno dei quali ruota nel piano del rotore con traiettoria circolare, caratterizzati da una propria posizione radiale, profilo alare, corda, lunghezza e angolo di twist.

Per ogni sezione (elemento) di pala può essere calcolata la velocità relativa del vento. In tal modo si derivano l'angolo di attacco α , nonché i coefficienti C_L e C_D ; vengono altresì calcolate le componenti di forza normale e tangenziale, da cui la spinta e la coppia torcente su ogni singolo elemento di pala stesso. Tramite integrazione sull'intera lunghezza della pala, si giunge quindi alla spinta e alla coppia torcente sull'intero rotore della turbina eolica. Le grandezze in esame possono essere calcolate per un definito range di velocità di vento incidente e velocità angolari del rotore.

Noti i fattori di induzione assiale e radiale:

$$a = \left(\frac{4 \sin^2 \varphi}{\sigma C_n} + 1 \right)^{-1} \quad a' = \left(\frac{4 \sin \varphi \cos \varphi}{\sigma C_t} - 1 \right)^{-1},$$

avendo indicato con:

ϕ l'angolo formato dalla velocità relativa col piano del rotore;

C_t il coefficiente di forza in direzione tangenziale;

C_n il coefficiente di forza in direzione normale;

σ la solidità del rotore;

c la lunghezza di linea di corda del profilo aerodinamico;

B il numero di pale;

posto inoltre che σ è definita dalla seguente relazione:

$$\sigma = \frac{cB}{2\pi r}$$

è possibile calcolare l'angolo ϕ .

Posto che l'angolo θ è dato da:

$$\theta = \theta_p + \beta, \text{ con } \beta \text{ angolo di twist e } \theta_p \text{ angolo di pitch,}$$

l'angolo di attacco α può essere ricavato dalla relazione $\alpha = \phi - \theta$.

Noto l'angolo di attacco α , i coefficienti C_L e C_D possono essere ricavati da valori tabulati $C_L = f(\alpha)$ e $C_D = f(\alpha)$. La forza di lift e la forza di drag agenti sull'elemento di pala possono essere in tal modo determinate dai coefficienti suddetti. A partire dalle forze di lift e di drag così ricavate, i fattori di induzione a e a' vengono calcolati, e vengono quindi raffrontati con i valori di a e a' del passo precedente. Il procedimento iterativo ha termine quando $\Delta a < \varepsilon$ e $\Delta a' < \varepsilon$, ove ε è la tolleranza fissata per la convergenza dell'algoritmo iterativo.

Più precisamente:

$$\max[|a_i - a_{i-1}|, |a'_i - a'_{i-1}|] < \varepsilon,$$

ove i e $i-1$ rappresentano l'iterazione al passo corrente e quella al passo precedente.

Il calcolo procede quindi con il successivo elemento di pala.

1.5 Ottimizzazione della pala

L'ottimizzazione della pala prevede il calcolo del *tip speed ratio* del rotore, inteso come costituito dalla pala al suo raggio massimo, e del *tip speed ratio* dell'elemento di pala, inteso come riferito a un rotore avente raggio pari a quello della posizione radiale dell'elemento di pala corrente.

Indicato con il parametro $\lambda = \frac{\omega R}{V}$ il *tip speed ratio* del rotore, ovvero il rapporto tra la velocità tangenziale di apice della pala (trascinamento dovuto al moto rotazionale del rotore) e la velocità del vento indisturbato,

indicato con il parametro $\lambda(r) = \frac{\omega r}{V}$ il *tip speed ratio* dell'elemento di pala,

la configurazione della turbina (rotore a 1 pala, 2 pale, o 3 pale), la geometria della pala e la velocità di rotazione ω determinano la scelta di un λ di ottimo, indicato con λ_0 , da identificarsi in un range definito, per il raggiungimento del massimo C_P , per ogni sezione della pala.

In simboli:

ω = velocità angolare di rotazione del rotore [rad/s];

R = raggio del rotore (lunghezza totale della pala) [m];

V = velocità del vento indisturbato [m/s];

r = coordinata radiale dell'elemento di pala.

È pertanto possibile, per ogni sezione di pala, ricavare l'angolo di attacco α per quella sezione: $\alpha_{\text{bladesection}} = \arctan\left(\frac{1}{\lambda_{0,\text{bladesection}} \frac{2}{3}}\right)$.

L'ottimizzazione angolare (svergolamento delle sezioni di pala) è quindi eseguita secondo tre alternative [8]:

- 1) l'angolo di twist è calcolato al fine di rendere massimo il C_L/C_D (massimo *glide ratio*) dell'elemento di pala al $\lambda_{0,bladesection}$ specificato;
- 2) l'angolo di twist è calcolato al fine di ottimizzare la pala per lo stallo (tutti gli elementi di pala vanno incontro a stallo aerodinamico) per il $\lambda_{0,bladesection}$ specificato;
- 3) l'angolo di twist è calcolato in maniera lineare su tutta la lunghezza della pala.

L'ottimizzazione degli spessori di pala in funzione della lunghezza della pala stessa è eseguita secondo due alternative [9]:

1) formula di Betz:
$$c(r) = \frac{16}{9} \frac{\pi R}{B C_L \lambda_0} \frac{1}{\sqrt{\left(\lambda_0 \frac{r}{R}\right)^2 + \frac{4}{9}}};$$

2) formula di Schmitz:
$$c(r) = \frac{16 \pi r}{B C_L} \sin^2\left(\frac{1}{3} \arctan\left(\frac{R}{\lambda_0 r}\right)\right);$$

con il seguente significato dei simboli:

R = raggio del rotore (lunghezza totale della pala) [m];

r = coordinata radiale dell'elemento di pala [m];

B = numero di pale;

C_L = lift coefficient;

λ_0 = tip speed ratio di ottimo dell'elemento di pala.

Dal confronto adimensionalizzato delle due metodologie si evince come il processo di ottimizzazione degli spessori di corda possa portare a ottenere pale estremamente "allargate" nella zona radiale, rispetto al disegno originale (Fig. 1). Ciò è dovuto ai bassi valori di C_L che si possono riscontrare in zona radiale. Tuttavia, anche in questa zona, la solidità del rotore $\sigma = \frac{cB}{2\pi r}$ deve mantenersi compresa tra 0 e 1. Se questo non dovesse avvenire, lo spessore di corda deve essere opportunamente ridotto nella sezione in oggetto, al fine di continuare a garantire una $\sigma \leq 1$, onde permettere la convergenza del metodo BEM.

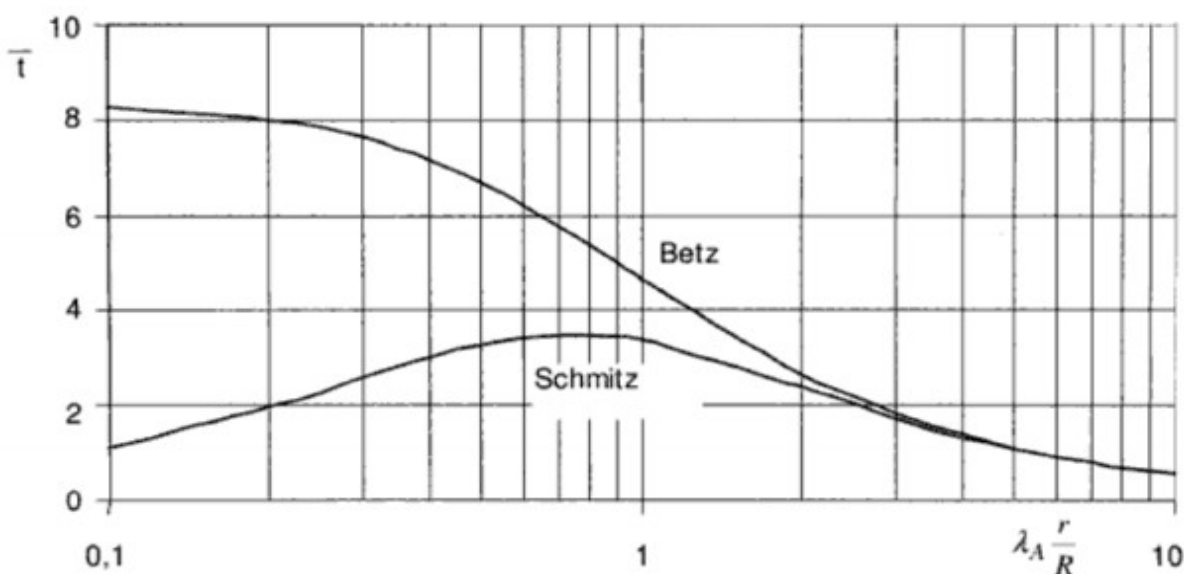


Fig. 1 - Comparazione della distribuzione adimensionalizzata della corda palare secondo formulazione di BETZ e di Schmitz [9].

1.6 Simulazione di tipologie di rotore

In questa fase viene scelto il numero di elementi in cui viene discretizzata la pala, vengono definite variabili quali densità e viscosità dinamica dell'aria, vengono definiti i modelli di perdita fluidodinamica all'apice e alla radice della pala.

La simulazione del rotore è adimensionalizzata ed è effettuata al variare del rapporto *tip speed ratio* λ per una definita velocità di vento incidente.

In termini di pala sono restituiti e analizzabili i fattori di induzione assiale e tangenziali a e a' , $\lambda(r)$ dell'elemento di pala, angolo di attacco α , angolo di twist θ e angolo di velocità relativa ϕ , coefficienti C_L e C_D , e *glide ratio* C_L/C_D .

In termini di rotore sono restituiti coefficienti C_P , C_T e C_M , nonché potenza, spinta e momento torcente generato.

1.6.1 Simulazione multiparametrica del rotore

La simulazione del rotore è effettuata come simulazione dimensionale multivariabile, al variare delle seguenti tre variabili, in un range predeterminato, e per ogni combinazione possibile delle medesime, concorrenti alle performance globali del rotore stesso:

- velocità di vento incidente,
- velocità di rotazione angolare del rotore,
- angolo di pitch di calettamento della pala sul mozzo (per progettazione di turbina *pitch-regulated*).

Sono restituiti, e quindi analizzabili, i coefficienti C_P , C_t e C_m nonché potenza, spinta e momento torcente generato.

1.6.2 Precisazioni sulle simulazioni del rotore

La densità dell'aria ρ è necessaria per il successivo calcolo di potenza, secondo la relazione, con ovvio significato dei simboli: $P = \frac{1}{2} \rho A V^3 C_P$.

La viscosità dinamica μ dell'aria è necessaria per il successivo calcolo del numero di Reynolds lungo la pala, secondo la relazione, con ovvio significato dei simboli:

$$Re(r) = \frac{V_{rel}(r) c(r) \rho}{\mu}.$$

In considerazione del fatto che:

- la velocità del vento nel piano del rotore è assunta costante, quando è in realtà variabile, ed inoltre l'equazione di bilancio della quantità di moto vale nel piano del rotore, piano che in realtà non è tale, a causa della flessione indotta sulla pala, dalla spinta (*rotor thrust*) esercitata dal vento;
- il *boundry layer* della pala è soggetto a forze centrifughe, ed inoltre si verifica flusso radiale lungo la pala dovuto a forza di Coriolis, con relativo gradiente di pressione;
- nella zona di radice della pala e di apice della pala il distacco di vortici genera perdite di energia estratta, inferiore a quella calcolata;

sono introdotte alcune correzioni empiriche nel metodo BEM quali:

- perdite alla radice e all'apice secondo Prandtl [10];
- perdite alla radice e all'apice secondo Shen [11];
- correzioni tridimensionali di Snel [12];
- correzioni al numero di Reynolds di drag secondo Hernandez-Crespo [13].

Le perdite secondo Prandtl sono tenute in considerazione modellizzando la scia di vortici elicoidali dietro al rotore come successione di dischi compatti che si allontanano con la scia [10]. Le perdite secondo Shen sono tenute in considerazione tramite modello alternativo basato su rotori sperimentali dell'NREL, mediante il quale si introduce un termine di correzione ai coefficienti di forma C_n e C_t [11].

La correzione tridimensionale di Snel introduce una formula semiempirica correttiva ai dati bidimensionali del profilo alare, portando in correzione il coefficiente C_L . Ciò in considerazione del fatto che dati sperimentali mostrano come il C_L massimo di un profilo di una pala di un rotore, che sia effettivamente in moto rotatorio, è più elevato del C_L massimo del medesimo profilo di una pala di un rotore investita dalla medesima corrente di vento, non in moto rotatorio. La ragione è da ricercarsi nel fatto che il boundary layer è accelerato radialmente dalla forza centrifuga ed è pertanto di spessore ridotto; inoltre l'aria, fluendo radialmente lungo pala, genera una forza di Coriolis opposta alla direzione di rotazione del rotore: tale forza si oppone alla crescita di pressione sul profilo e fa ritardare lo stallo ulteriormente. Da qui l'incremento di valori di C_L . Il fenomeno prende il nome di "stallo ritardato" e la zona di stallo è circoscritta a valori di angolo di attacco più elevati [12].

La correzione del numero di Reynolds per il drag del profilo si rende necessaria in quanto le polari C_L , C_D , C_M , C_L/C_D (*glide ratio*) sono definite a Re costante, dell'ordine 10^5 - 10^6 (moto turbolento completamente sviluppato). Durante il funzionamento di una turbina eolica, il numero di Reynolds può variare a seconda delle condizioni operative della turbina stessa (velocità di rotazione del rotore e velocità del vento). Il *drag coefficient* C_D viene pertanto corretto secondo la relazione:

$$C_D = C_{D,Ref} \left(\frac{Re_{Ref}}{Re} \right)^{0,2},$$

dove Re_{ref} è il numero di Reynolds Re per il quale è originariamente definita la polare del C_D [13].

1.7 Simulazione del comportamento meccanico della turbina eolica

La simulazione viene condotta identificando il tipo di regolazione della macchina (*pitch-regulated* o *stall-regulated*) e la trasmissione (velocità di rotazione singola/doppia o velocità variabile).

La regolazione pitch prevede la rotazione delle pale all'angolo di pitch previsto (con relativa riduzione di potenza eolica catturata) allorquando la velocità del vento è tale da generare una potenza all'albero uguale o superiore a quella nominale del generatore elettrico accoppiato. La regolazione a stallo non prevede rotazione delle pale e la limitazione della potenza generata si ottiene quando la velocità del vento è tale da far raggiungere lo stallo aerodinamico della pala.

Al fine di determinare la potenza P_{out} in uscita ai morsetti del generatore, il rendimento globale del sistema è calcolato secondo la seguente relazione:

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_{el},$$

ove η_m è il rendimento meccanico (perdite all'albero e trasmissione) e η_{el} è il rendimento elettrico (perdite al generatore e perdite da potenza per ausiliari elettrici).

La potenza in uscita P_{out} è definita da:

$$P_{out} = (1 - k_v) P_0 - P_{fix},$$

avendo indicato con P_0 potenza meccanica all'albero, con k_v il fattore di perdite variabili, e con P_{fix} le perdite fisse.

La produzione elettrica annuale del rotore di turbina può essere stimata in prima analisi tramite distribuzione di Weibull della risorsa eolica del sito, noti i parametri k e A della risorsa eolica stessa.

La probabilità che si verifichi una velocità del vento il cui valore sia pari a V_0 è data da:

$$\mathcal{P}_{wind}(V_0) = \frac{k}{A} \left(\frac{V_0}{A} \right)^{k-1} e^{-\left(\frac{V_0}{A}\right)^k}.$$

La probabilità che la velocità del vento assuma una velocità compresa tra il valore V_i e il valore V_{i+1} è data da:

$$\mathcal{P}_{wind}(V_i \leq V_0 \leq V_{i+1}) = e^{-\left(\frac{V_i}{A}\right)^k} - e^{-\left(\frac{V_{i+1}}{A}\right)^k}.$$

L'energia stimata prodotta su base annuale è pertanto data da:

$$E_{production} = 8760 \sum_{i=1}^{n-1} \left(\frac{1}{2} \right) \left(\mathcal{P}_{wind}(V_i) + \mathcal{P}_{wind}(V_{i+1}) \right) \mathcal{P}_{wind}(V_i \leq V_0 \leq V_{i+1}),$$

con n numero di intervalli di campionamento della distribuzione, i indice dell' i -esima suddivisione dell'intervallo di campionamento dello spettro delle ventosità, e con l'ovvio ordinamento degli indici $0 \leq i-1 \leq i \leq i+1 \leq n$.

1.8 Simulazione della turbina eolica in campo di vento

La simulazione della turbina eolica in campo di vento è di tipo aereoelastico non stazionario e viene condotta tramite codici FAST (Fatigue, Aerodynamics, Structures, and Turbulence) [14, 15] e AeroDyn [16] implementati in QBlade. L'algoritmo è di tipo scia a vortice libero con metodo lifting line non lineare [17].

Il metodo implementato è un metodo “a vortice” il cui costo computazionale è di gran lunga inferiore a quello di una simulazione CFD: il campo di moto è modellizzato come inviscido, incomprimibile e irrotazionale, e gli elementi di vortice sono introdotti quali segmenti rettilinei o curvi. Il modello *lifting line* modellizza le pale tramite una singola fila vortici, localizzata sul quarto di corda del profilo alare (la non linearità del metodo è dovuta alla non linearità delle polari di drag e di lift nel calcolo della circuitazione dei vortici sulla lifting line). Per quanto riguarda la scia e i vortici in essa trascinati, la modellizzazione *prescribed-wake* prevede che questi vengano trascinati su una traiettoria rettilinea dovuta solo alla velocità del vento indisturbato dietro al rotore; al contrario la modellizzazione *free-wake* (scia libera) prevede che i nodi terminali di vorticosità nella scia siano determinati dalle velocità puntuali (combinazione della velocità del vento indisturbato e da quelle di tutti gli altri elementi di vortice nel dominio), garantendo pertanto maggior accuratezza al risultato. Il vantaggio del metodo a vortice risiede nella efficace modellazione dei fenomeni macroscopici del flusso, relegando a pochi modelli empirici i fenomeni microscopici del flusso (ad esempio nel *boundary layer* dove essi giocano un ruolo importante).

1.9 Campo di moto

Il moto della scia nella parte posteriore del rotore viene ricavato tramite integrazione delle velocità secondo due possibili metodi di integrazione.

Il metodo di integrazione Eulero in avanti del 1° ordine, con tempo computazionale ridotto:

$$\vec{s}_{t+1} = \vec{s}_t + (V_\infty + V_{ind}(\vec{s}_t)) \Delta t$$

con il seguente significato dei simboli:

$\vec{s}_{t+1}$ = vettore posizione all'istante $t+1$;

$\vec{s}_t$ = vettore posizione all'istante t ;

V_∞ = velocità del vento indisturbato;

$V_{ind}(\vec{s}_t)$ = velocità del flusso indotto nella posizione $s(x,y,z)$ all'istante t ;

$\Delta t = t_{i+1} - t_i$ = intervallo tra due time step consecutivi.

Il metodo di integrazione del 2° ordine predittivo-correttivo, con tempo computazionale raddoppiato:

$$\vec{s}_{t+1,corrected} = \vec{s}_t + (2V_\infty + V_{ind}(\vec{s}_t) + V_{ind}(\vec{s}_{t+1})) \frac{\Delta t}{2}$$

con il seguente significato dei simboli:

$\vec{s}_{t+1,corrected}$ = vettore posizione all'istante $t+1$, metodo predittivo correttivo;

$\vec{s}_t$ = vettore posizione all'istante t ;

V_∞ = velocità del vento indisturbato;

$V_{ind}(\vec{s}_t)$ = velocità del flusso indotto nella posizione $s(x,y,z)$ all'istante t ;

$V_{ind}(\vec{s}_{t+1})$ = velocità del flusso indotto nella posizione $s(x,y,z)$ all'istante $t+1$;

$\Delta t = t_{i+1} - t_i$ = intervallo tra due time step consecutivi.

Il raddoppio del tempo computazionale è ovviamente dovuto alla necessità di disporre di due valori di velocità a ogni step temporale.

1.10 Modellizzazione della scia

In considerazione del fatto che il tempo computazionale necessario al calcolo di un intervallo temporale è proporzionale a N^2 , ove N è il numero di vortici presenti nella scia, al fine di contenere le risorse computazionali, la scia deve essere opportunamente modellizzata.

Per tale ragione essa viene suddivisa in tre zone:

- 1) la prima zona, dove sono presenti entrambi le tipologie di vortici, di tipo “shed” (distacco di vortici a corpo tozzo) e “trailing” (distacco di vortici dal trailing edge alare), ad alto numero di nodi, e dove la scia è descritta con la massima accuratezza (12,50% della lunghezza di scia);
- 2) la seconda zona, dove sono rimossi i vortici di tipo “shed” ma permangono i vortici di tipo trailing che si riorganizzano in vorticità di tipo “lump” (37,50% della lunghezza di scia);
- 3) la terza zona dove, permangono le medesime vorticità della seconda zona. ma la distretizzazione spaziale è molto più lasca che nelle precedenti zone (50% della lunghezza di scia).

1.11 Validazione del codice

La validazione del codice è stata eseguita tramite comparazione con dati numerici e sperimentali da letteratura [18-21]. In particolare il raffronto con i dati sperimentali della campagna NREL Phase VI su profili alari per turbine eoliche hanno mostrato risultati particolarmente accurati.

2 PROGETTAZIONE ROTORE

2.1 Analisi preliminare della correlazione tra potenza e dimensioni del rotore

L'analisi preliminare ha portato all'identificazione di range di dimensioni palari, per la potenza richiesta, di ca 100 kW. Si è proceduto a un dimensionamento di massima tramite la classica formulazione di potenza per turbina eolica ad asse orizzontale:

$$P_t = C_p \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V^3 \quad \text{con} \quad C_p = \frac{P_t}{P} \quad \text{e} \quad P = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 V^3 ;$$

ove:

P_t = potenza utile estratta dalla turbina eolica;

P = potenza disponibile nel flusso eolico indisturbato;

V = velocità media del vento all'altezza del mozzo;

R = raggio del rotore dalla turbina eolica (lunghezza di pala);

C_p = coefficiente di potenza (il coefficiente tiene conto delle ipotesi semplificative introdotte nel calcolo dei rotori, nonché delle diverse perdite presenti);

ρ = densità dell'aria.

La valutazione è effettuata ai vari C_p ottenibili nel range $C_p = 0,30 \div 0,45$, considerando la potenza elettrica P_{el} richiesta all'alternatore e quella meccanica P_t disponibile all'albero, e ipotizzando rendimenti globali di macchina variabili tra $\eta_g = 0,8 \div 0,9$ (con $\eta_g = \eta_{el} \eta_m \eta_{tr}$).

L'andamento della lunghezza palare in funzione della potenza desiderata dell'aerogeneratore (alla velocità più probabile, come evidenziato nel capitolo *Progetto di un impianto ibrido per dissalazione - opzione alimentazione: wind power*, fissata a 4 m/s) è indicata nei grafici di Fig. 1 e Fig. 2. La distribuzione delle lunghezze palari (min/med/max) è riportata nei grafici di Fig. 3 e Fig. 4.

È evidente la necessità di orientare la progettazione verso una delle due possibili soluzioni:

1. rotore di dimensioni relativamente modeste (lunghezza palare ca 20 m), capace di erogare potenze dell'ordine 600-800 kW a velocità di vento "tradizionali" per un insediamento eolico (10-14 m/s); e che sia tuttavia, quando in erogazione elettrica alla più modesta velocità di 4 m/s, capace di erogare potenze molto inferiori del carico di progetto. In tal caso il carico complessivo della wind farm deve essere coperto da più di una unità di wind turbine (4 macchine);
2. rotore di dimensioni rilevanti (lunghezza palare ca 50 m), capace di erogare potenze maggiori di 1 MW a velocità di vento "tradizionali" (10-14 m/s) e che, funzionante alla più modesta velocità di 4 m/s, garantisca una potenza prossima al carico di progetto (1 macchina). In tal caso, il carico complessivo della wind farm può essere coperto dalla singola unità di turbina eolica. In caso di venti "tradizionali", con velocità dell'ordine di 10-14 m/s, l'erogazione di potenza elettrica sarebbe tale da richiedere, una volta immessa in rete, un'adeguata infrastruttura di sottostazione elettrica, dimensionata per gestire tale potenza attiva.

La progettazione di seguito relazionata è impostata alla definizione di una turbina eolica rientrante nella casistica di soluzione n° 1 (con la previsione di 4 unità complessivamente installate in wind farm).

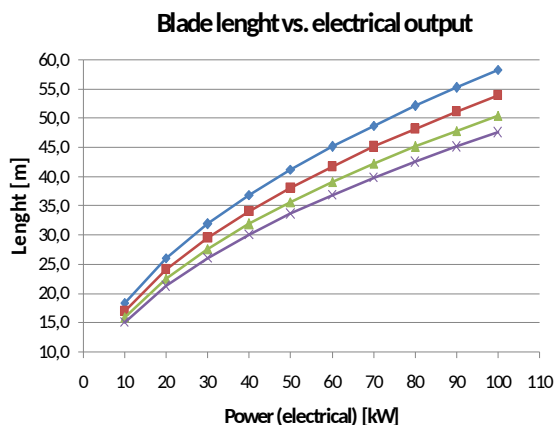


Fig. 1 - Lunghezza di pala in funzione della potenza a vari C_p .
 $\eta_g = 0,8$. Valutazione per velocità del vento pari a 4m/s.

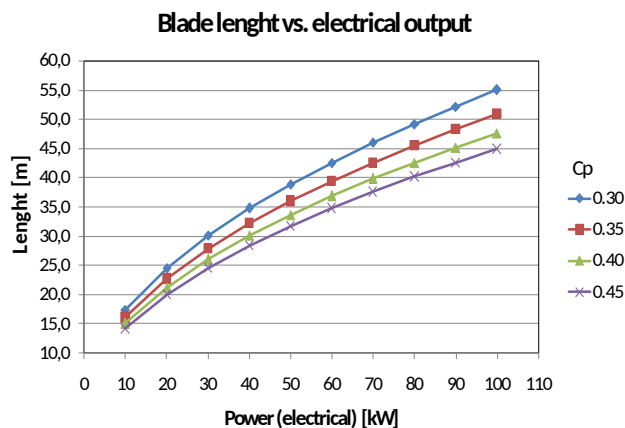


Fig. 2 - Lunghezza di pala in funzione della potenza a vari C_p .
 $\eta_g = 0,9$. Valutazione per velocità del vento pari a 4m/s.

Ne segue che, considerando un $\eta_g=0,8$, per una potenza elettrica di progetto di 100 kW_{el}, sono necessarie pale di lunghezza variabile tra $R_{min}=47,6$ m e $R_{max}=58,3$ m, con lunghezza media pari a $R_{med}=52,6$ m (variabile in funzione del C_p effettivamente ipotizzato); per una potenza elettrica di progetto di 20 kW_{el}, sono necessarie pale di lunghezza variabile tra $R_{min}=21,3$ m e $R_{max}=26,1$ m, con lunghezza media pari a $R_{med}=23,5$ m (variabile in funzione del C_p effettivamente ipotizzato).

Parimenti, considerando un $\eta_g=0,9$, per una potenza elettrica di progetto di 100 kW_{el}, sono necessarie pale di lunghezza variabile tra $R_{min}=44,9$ m e $R_{max}=55,0$ m, con lunghezza media pari a $R_{med}=49,6$ m (variabile in funzione del C_p effettivamente ipotizzato); per una potenza elettrica di progetto di 20 kW_{el}, sono necessarie pale di lunghezza variabile tra $R_{min}=20,1$ m e $R_{max}=24,6$ m, con lunghezza media pari a $R_{med}=22,2$ m (variabile in funzione del C_p effettivamente ipotizzato).

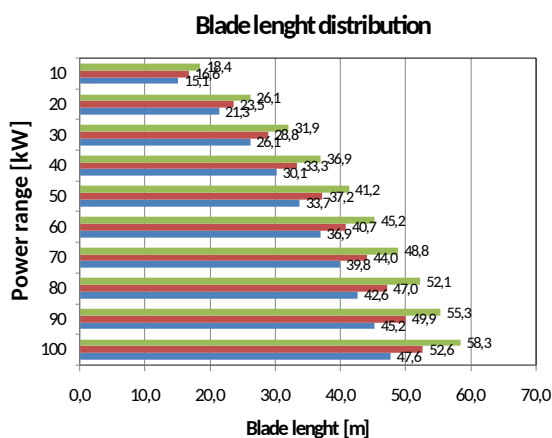


Fig. 3 - Distribuzione delle lunghezze palari (min/med/max).
 $\eta_g = 0,8$. Valutazione per velocità del vento pari a 4m/s.

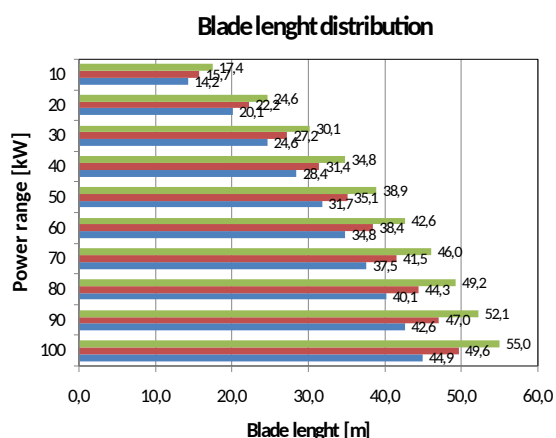


Fig. 4 - Distribuzione delle lunghezze palari (min/med/max).
 $\eta_g = 0,9$. Valutazione per velocità del vento pari a 4m/s.

2.2 Caratteristiche della pala

La pala è realizzata sul modello, ricondotto a dimensioni coerenti con il progetto in questione, del prototipo NREL 5MW [22-25], impiegante profili della serie DU sviluppati da TU Delft. Prima degli anni '90, le pale erano principalmente sviluppate con profili della serie NACA (*National Advisory Committee for Aeronautics*); a partire dai primi anni '90, la

ricerca si è concentrata su profili di tipo advanced: serie S (*National Renewable Energy Laboratory*), serie DU (*TU Delft*), serie RISØ (*RISØ Laboratory of Denmark*). Lo scopo è stato quello di ottenere un più elevato C_L/C_D , con conseguente componente tangenziale della forza più elevata e minore componente assiale sul rotore, onde contenere il carico aerodinamico sul rotore stesso, in vista di turbine di sempre maggiori dimensioni. Tali profili garantiscono coefficienti di lift (C_L) incrementati (maggiore di 1,2), a fronte di numeri di Reynolds anch'essi incrementati. Inoltre, la performance aerodinamica deve essere mantenuta in presenza di sezioni palari in zona “root” e “middle” della pala, il cui spessore viene aumentato per garantire la necessaria rigidezza strutturale complessiva, e in particolare lo sforzo sostenuto nella parte di pala interessata dal calettamento al mozzo. Il profilo NACA (più snello) viene mantenuto nella zona “tip” della pala, per ottenere prestazioni aerodinamiche ancora più spinte, elevando, grazie a questo profilo, ulteriormente il C_L/C_D vs. α (glide ratio) a valori prossimi a 160.

La successione dei profili costituenti la pala è quella indicata in Tab. 1.

Tab. 1 - Successione dei profili costituenti la pala

Profilo	Spessore % (t/c)
Cilindrico	1
Cilindrico	1
DU40_a17	0.41
DU35_a17	0.35
DU30_a17	0.3
DU25_a17	0.25
DU21_a17	0.21
NACA64_a17	0.18

t: thickness; c: camber

La pala, ottimizzabile per λ (tip speed ratio) di progetto con valori dell'ordine di 5-6, è disegnata per essere inserita in un rotore tripala per turbina HWAT, e avrà di necessità le caratteristiche morfologiche riscontrabili in Fig. 5, a seconda del λ e del numero di pale scelto: per essa si avrà evidenza di un incremento nei valori di corda del profilo alla radice della pala, dovuta all'ottimizzazione, secondo Betz o secondo Schmitz, a cui la pala viene sottoposta in fase di progetto.

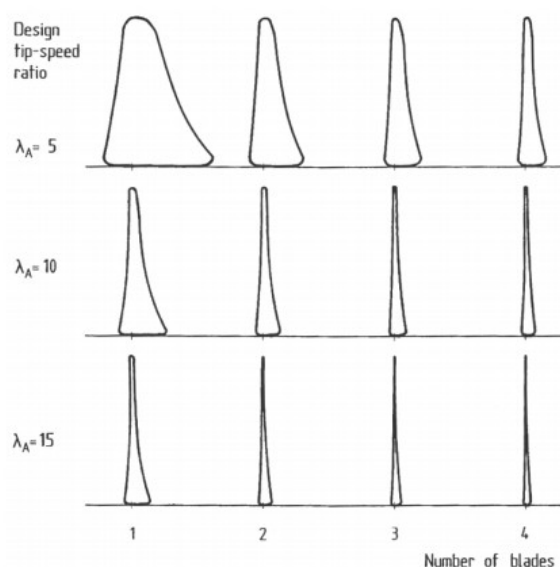


Fig. 5 - Conformazione di ottimo (optimal shaping) della pala per differenti TSR (λ) e numero di pale [26].

2.3 Tipologia dei profili areodinamici

I profili utilizzati sono documentati nelle proprie caratteristiche [22-25] e sono quelli indicati nelle figure seguenti (Figg. 6-9). Le caratteristiche principali dei profili sono riportate in Tab. 2. Lo “shape” è più tozzo in prossimità della radice della pala, per garantire la necessaria resistenza strutturale, e per essi è richiesta una minore efficienza aerodinamica; il profilo assume caratteristiche aerodinamiche più spiccate ed efficienti nella zona centrale e apicale della pala, laddove è richiesta l'accuratezza del design del profilo, onde garantirne il funzionamento ottimale a C_L/C_D potenziato.

Tab. 2 - Caratteristiche dei profili palari

	t [%]	at [%]	t [%]	at [%]
Circular	100.00	50.00	00.00	99.90
Circular	100.00	50.00	00.00	99.90
DU91W2250LM	25.00	32.99	02.70	77.04
DU93W210LM	21.00	34.20	02.85	71.66
DU97W300LM	30.00	29.00	02.10	80.72
DU99W350LM	34.99	29.00	02.14	80.72
DU99W405LM	40.64	29.10	01.64	79.80
NACA64618	18.00	37.00	03.04	55.00

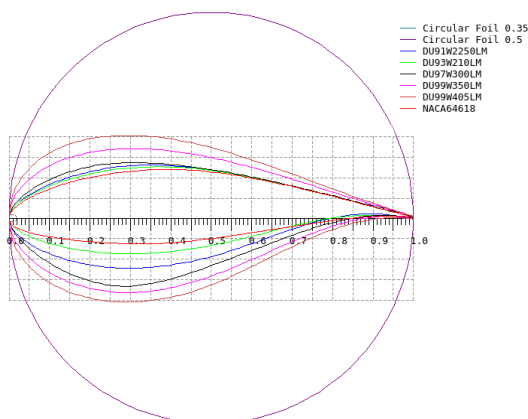


Fig. 6 - Profili aerodinamici componenti la pala (profili aerodinamici e profili circolari di collegamento pala-mozzo).

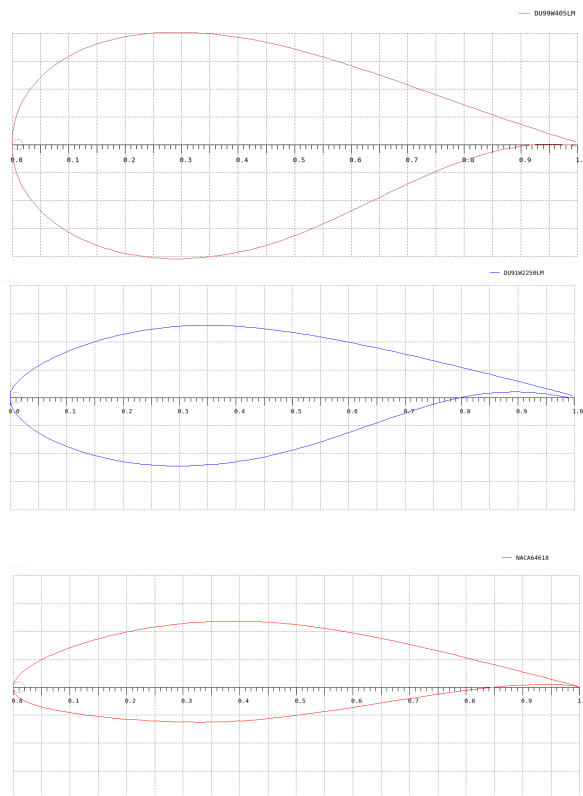


Fig. 7-9 - Profili aerodinamici di radice, intermedio e di apice (DU99W405LM, DU91W2250LM, NACA64618).

2.4 Polari profili

Si è proceduto al calcolo tramite modulo XFOils delle polari dei profili in questione. L'angolo di attacco α è fatto variare tra -20° e $+30^\circ$ con step $0,5^\circ$. Il numero di Re è assunto pari a 10^6 per simulazione standard in regime di moto turbolento completamente sviluppato. I valori mancanti dei punti di non convergenza sono stati integrati tramite ricorso a database.

Le Figg. 10-13 riportano le polari con riferimento a: $C_L = C_L(\alpha)$; $C_D = C_D(\alpha)$; $C_L = C_L(C_D)$; $C_L/C_D = C_L/C_D(\alpha)$ (glide ratio). Si notano i valori più elevati del coefficiente C_L (1,2-1,6) nel range 10° - 20° , e corrispondentemente valori contenuti del coefficiente C_D (inferiori a 0,02) nel range 0° - 10° , per salire quindi a valori compresi tra 0,02 e 0,2, ma tuttavia ancora contenuti, nel range 10° - 20° di angolo di attacco per i profili aerodinamici in esame. È importante notare i valori del C_L/C_D con valori superiori a 60 anche per il profilo più tozzo, con il raggiungimento di valori di 120-170, per i profili impiegati nella parte apicale della pala, in corrispondenza di valori di angolo α anch'essi compresi nel range 0° - 10° . Tali valori dell'angolo di attacco α sono quelli di riferimento per la successiva ottimizzazione dell'angolo di twist (svergolamento della pala), che prevede come funzione obiettivo un rapporto C_L/C_D massimizzato.

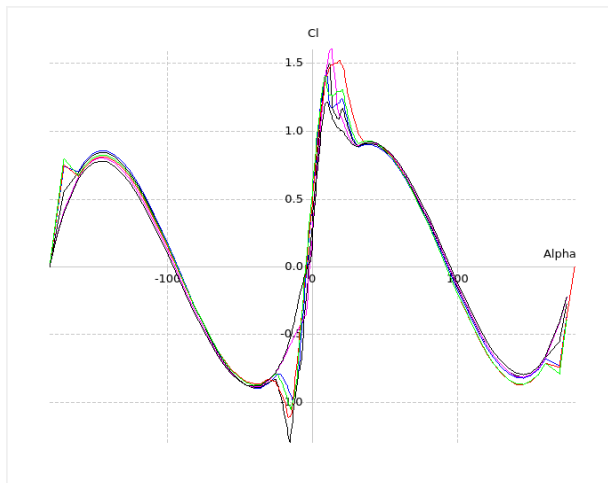


Fig. 10 - Profili polari: andamento C_L in funzione dell'angolo α .

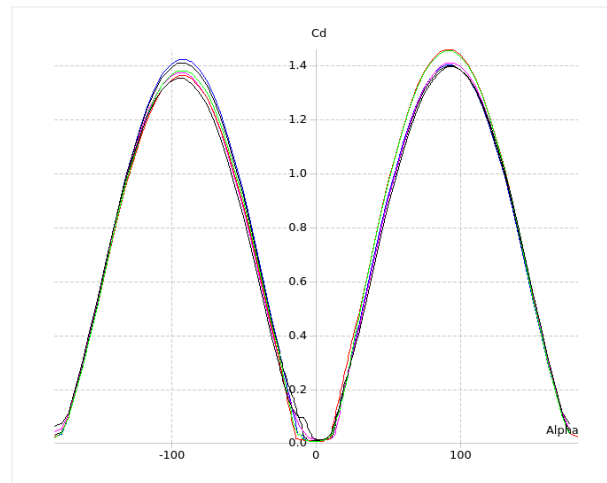


Fig. 11 - Profili polari: andamento C_D in funzione dell'angolo α .

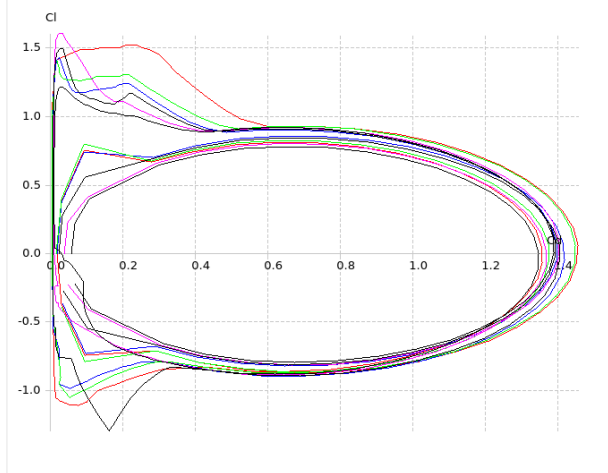


Fig. 12 - Profili polari: andamento C_L in funzione del C_D .

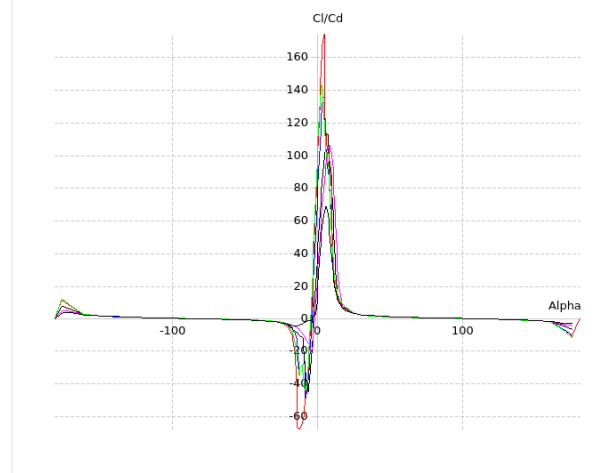


Fig. 13 - Profili polari: andamento C_L/C_D in funzione dell'angolo α .

2.4.1 Estrapolazione polari

Le estrapolazioni delle polari all'intero angolo giro (360°) (valori non tabulati o non calcolabili tramite modulo Xfoil) sono state eseguite con il metodo Montgmerie, descritto nella sezione precedente [27]. Sono incluse anche le polari dei profili circolari pala-mozzo, i cui valori di C_L (pari a 0) e C_D (variabile con il diametro) rimangono costanti per ogni angolo considerato.

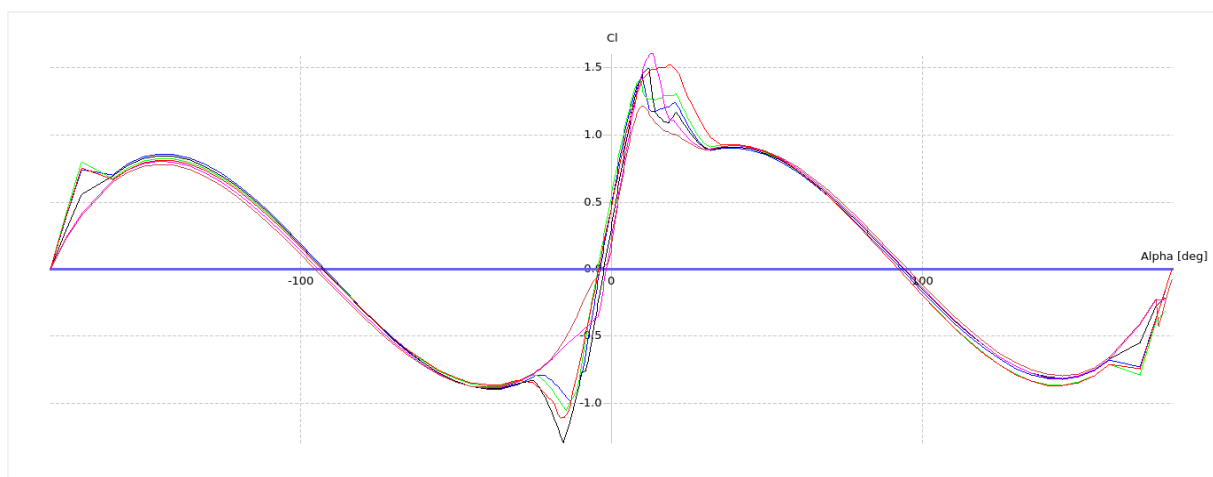


Fig. 14 - Estrapolazione del C_L su angolo di 360° ; metodo Montgmerie.

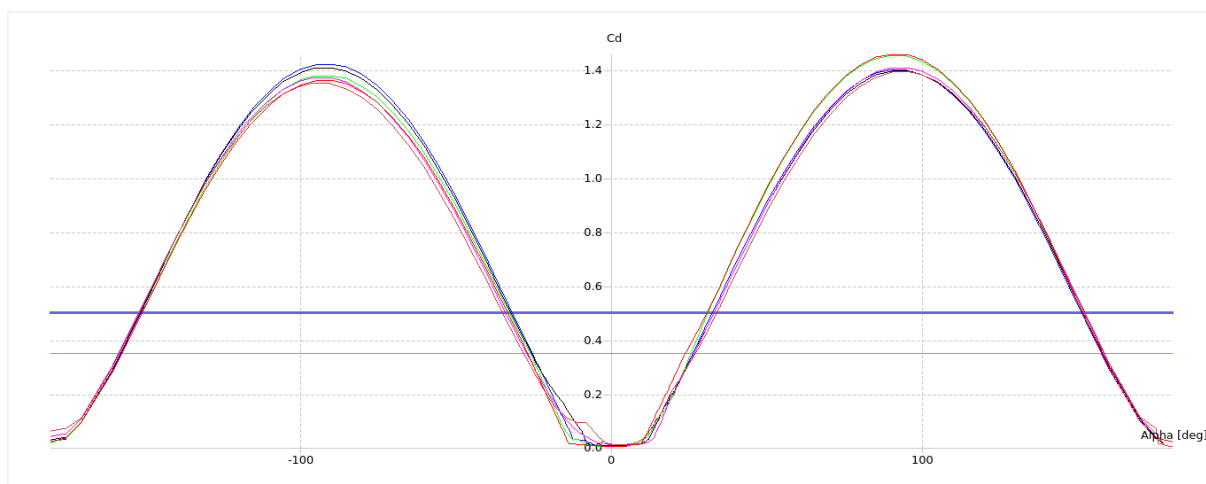


Fig. 15 - Estrapolazione del C_D su angolo di 360° ; metodo Montgomerie.

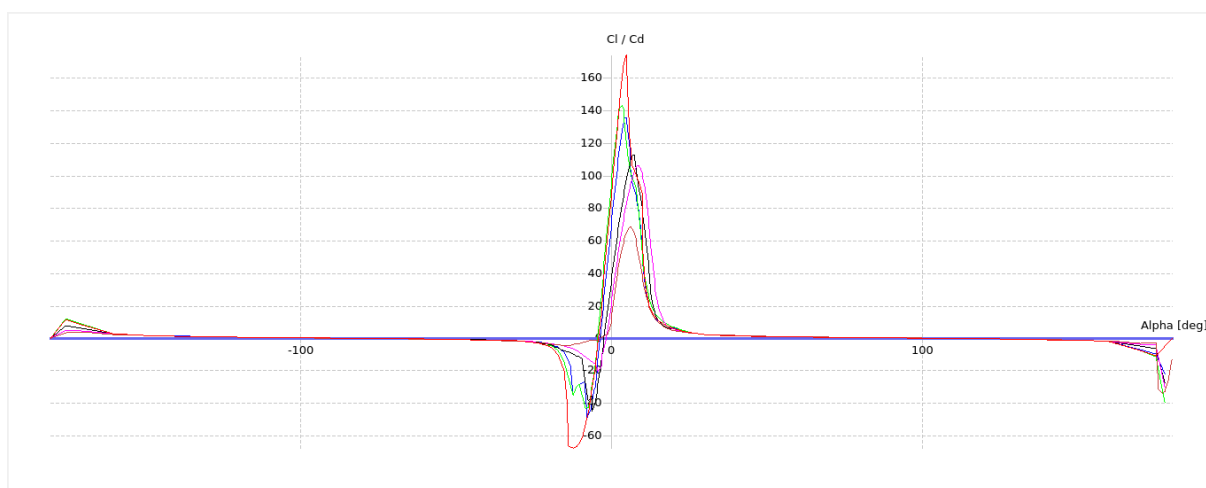


Fig. 16 - Estrapolazione del C_L/C_D su angolo di 360° ; metodo Montgomerie.

2.5 Caratteristiche progettuali della pala

La pala in questione è stata valutata per le seguenti dimensioni: 20 m, 21 m, 22 m, 23 m.

In Figg. 17 e 18 sono riportati rispettivamente il wireframe dei profili aerodinamici e la successione dei profili aerodinamici così come costituenti la pala stessa (Tab. 2).

In Figg. 19-22 sono riportate le caratteristiche geometriche longitudinali (suddivisione della lunghezza della pala e posizionamento geometrico del profilo) per ogni singola pala di specificata lunghezza.

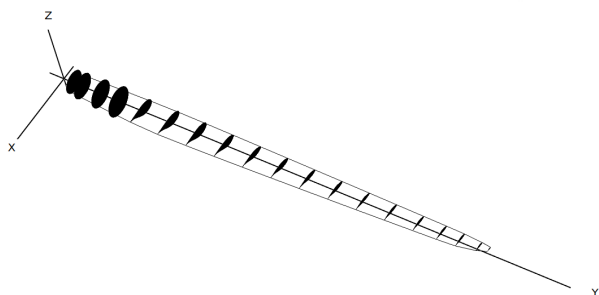


Fig. 17 - Wireframe dei profili aerodinamici del modello di pala.

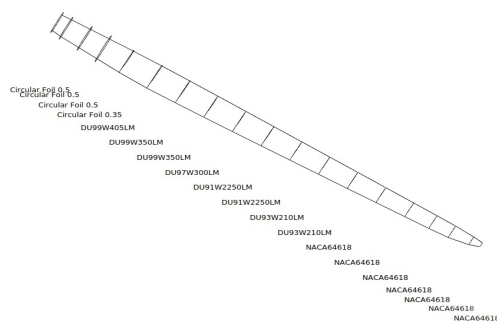


Fig. 18 - Successione dei profili aerodinamici del modello di pala.

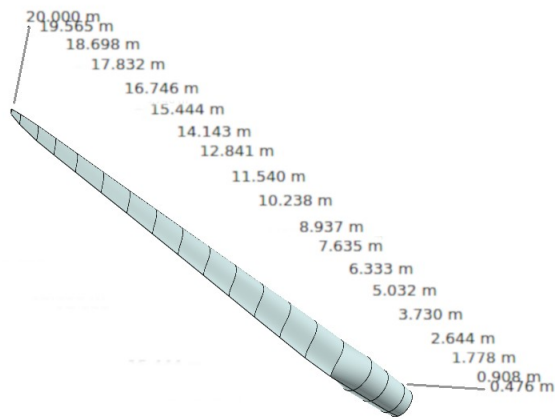


Fig. 19 - Coordinate radiali dei profili. Pala di lunghezza 20 m (distanza mozzo-apice).

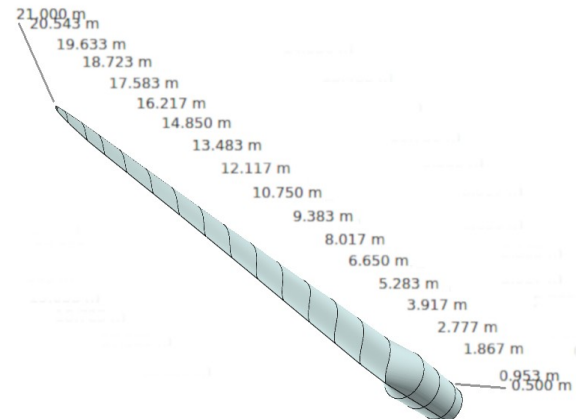


Fig. 20 - Coordinate radiali dei profili. Pala di lunghezza 21 m (distanza mozzo-apice).

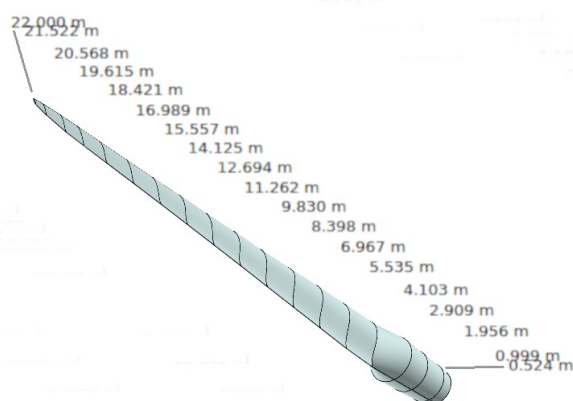


Fig. 21 - Coordinate radiali dei profili. Pala di lunghezza 22 m (distanza mozzo-apice).

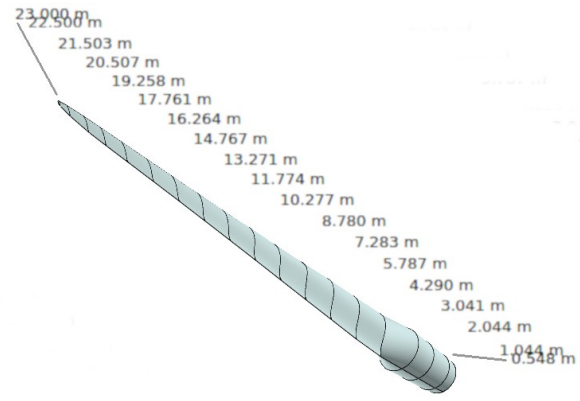


Fig. 22 - Coordinate radiali dei profili. Pala di lunghezza 23 m (distanza mozzo-apice).

2.5.1 Scelta della lunghezza palare

In base a quanto riportato al paragrafo 2.1 “Analisi preliminare della correlazione tra potenza e dimensioni del rotore” e alla distribuzione delle lunghezze palari in funzione della potenza, nonché in base a simulazioni preliminari, si è adottata una lunghezza palare di 21 m, in quanto sufficiente a garantire potenze dell'ordine di 25 kW a velocità del vento media di 4 m/s.

2.6 Considerazioni sul TSR (tip speed ratio)

Il TSR (tip speed ratio) di ottimo è valutato, in prima approssimazione, secondo le seguenti relazioni:

$$t_b = \frac{2\pi}{B\omega} \quad t_w = \frac{s}{V} \quad \text{imponendo quindi che sia verificata la relazione} \quad t_w = t_b$$

ove si è indicato con:

t_w il tempo impiegato, dal flusso disturbato del vento nell'attraversamento del rotore, a ristabilirsi come flusso indisturbato;

t_b il tempo impiegato, dalla generica pala in rotazione, successiva alla generica pala precedente, in rotazione sulla circonferenza di rotazione del rotore, a prenderne il posto sulla predetta circonferenza;

B il numero di pale;

V la velocità del vento indisturbato;

s la lunghezza del flusso disturbato dopo l'attraversamento del rotore;

ω la velocità angolare di rotazione.

La massima estrazione di potenza dal rotore si ottiene quando i due tempi t_w e t_b sono approssimativamente uguali (se $t_b < t_w$ parte del vento non fluisce attraverso il rotore e non è sfruttata, se $t_b > t_w$ parte del vento non interagisce con la nuova pala).

L'uguaglianza dei due tempi sopra menzionati porta a:

$$\frac{B\omega}{V} = \frac{2\pi}{s} \quad \text{a cui consegue} \quad \omega_{opt} = \frac{2\pi V}{Bs} \quad \text{e} \quad \lambda_{opt} = \frac{2\pi r}{Bs}.$$

Per un rotore multipala è stato osservato empiricamente che: $\frac{s}{r} \simeq 0,5$.

Segue pertanto che: $\lambda_{opt} \simeq \frac{4\pi}{B}$.

Per un rotore tripala il valore teorico λ_{opt} di primo tentativo è dunque valutabile pari a 4,187 ma elevabile di regola – in base a valori correnti di turbine commerciali – del 25%-30% mediante una anche modesta ben disegnata configurazione del profilo palare.

2.7 Ottimizzazione della pala

La pala, con le caratteristiche presentate al paragrafo 2.5 “Caratteristiche progettuali della pala” in Figg.17-18 e Fig. 20, delle dimensioni scelte pari a 21 m, è stata ottimizzata tramite metodologia di Betz e metodologia di Schmitz (illustrate al paragrafo 1.5 “Ottimizzazione della pala”) per la definizione delle nuove corde delle sezioni palari, e tramite impostazione dell'angolo di attacco α che garantisca il raggiungimento di un rapporto $C_L/C_D = C_L/C_D(\alpha)$ (glide ratio) massimo, con la funzione obiettivo di massimizzare il C_p del rotore, quando questi si trovi a funzionare nelle condizioni di vento medie più probabili registrate sul sito dell'Isola dell'Asinara (4 m/s). L'angolo α è stato fatto variare tra -2° e $+5^\circ$ per considerare tutte le casistiche possibili.

La massimizzazione del C_p del rotore è stata ricercata tramite lo studio del funzionamento a TSR (tip speed ratio) variabile. Il valore teorico, indicato al paragrafo precedente (4,187), elevato a valori di 5-6, è stato studiato fino a valori di 7-8, permessi dalle ottimizzazioni di corda e di C_L/C_D .

Con questo tipo di scelta progettuale, la turbina – in virtù di un design palare differente rispetto a quello di macchine di analoga taglia di produzione commerciale – si troverà a estrarre la massima potenza eolica, quando soggetta alle condizioni di ventosità media presenti con più frequenza nel sito (4 m/s), sacrificando all'opposto la sua performance (riduzione del C_p) quando i valori di ventosità si allontanano da tale valore di progetto.

In seguito all'ottimizzazione delle sezioni palari in cui la pala medesima è stata suddivisa, è stata eseguita la linearizzazione del trailing edge della pala complessiva, onde permettere di ottenere un design finale che sia effettivamente realizzabile in fabbrica mediante sistemi CAD/CAM per il processo di manifattura industriale della pala reale.

Sono state individuate 8 configurazioni di pala candidate a garantire performance superiori alle condizioni di funzionamento sopra descritte in base alla metodologia illustrata ai paragrafi successivi. Dette configurazioni sono individuate con la nomenclatura di seguito riportata:

1. Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1
2. Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1
3. Blade 21 m - Betz - TSR 7 linearized -1
4. Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized -2
5. Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized
6. Blade 21 m - Schz - TSR 7 linearized -1
7. Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized -1
8. Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized

In Figg. 24-31 sono raffigurate le configurazioni ottimizzate confrontate con la configurazione originale (Fig. 23). Sono da notare gli incrementi dei valori di corda particolarmente accentuati nella zona di “root” e altrettanti incrementi nella zona “middle” e “tip”, seppure più moderati. Nel piano di proiezione XZ sono apprezzabili le variazioni di angolo di twist e la relativa svergolatura che ne risulta. La svergolatura generata dall’incremento dell’angolo di twist risulta più pronunciata nella zona di “root” della pala ed è tanto più consistente quanto è rilevante il valore di incremento della corda.

In Tab. 3-10 sono riportati i dati di spessore di corda e angolo di twist per le configurazioni ottimizzate.

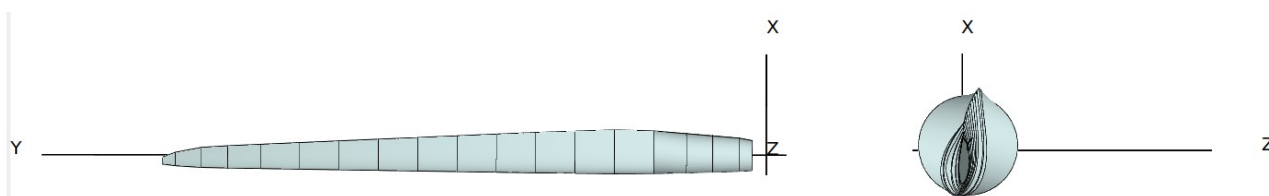


Fig. 23 - Blade 21 m.

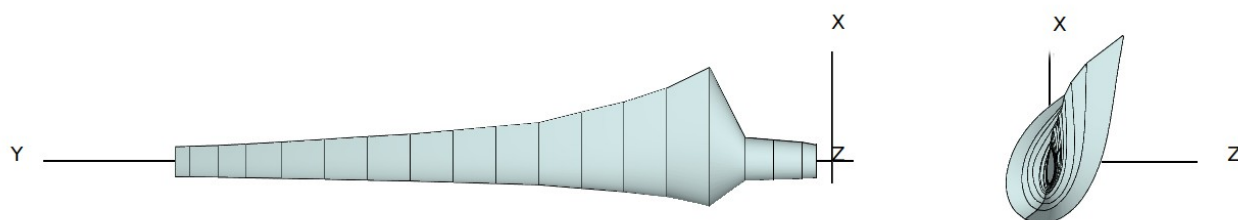


Fig. 24 - Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1.

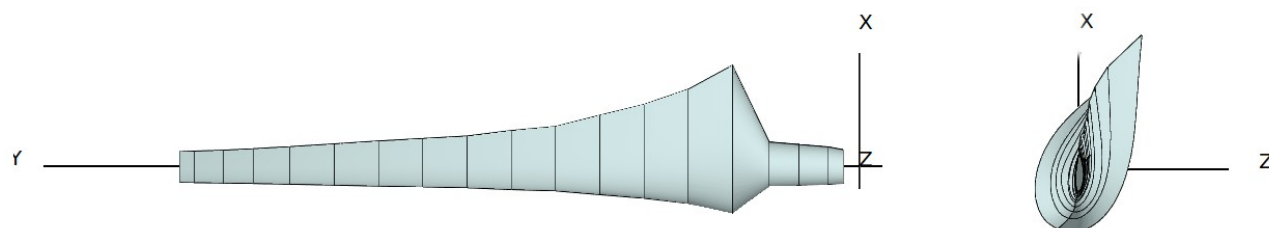


Fig. 25 - Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1.

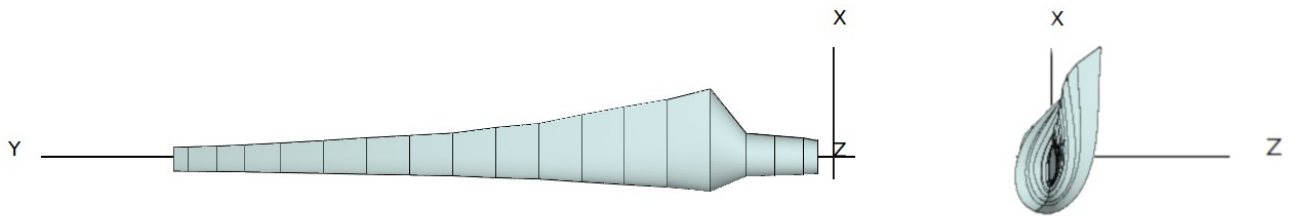


Fig. 26 - Blade 21 m - Betz - TSR 7 linearized -1.

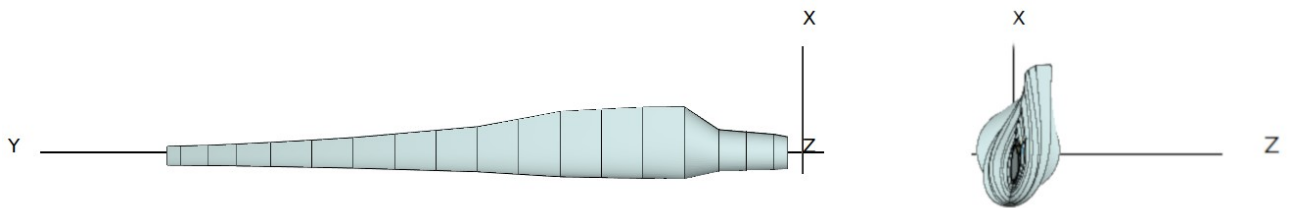


Fig. 27 - Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized -2.

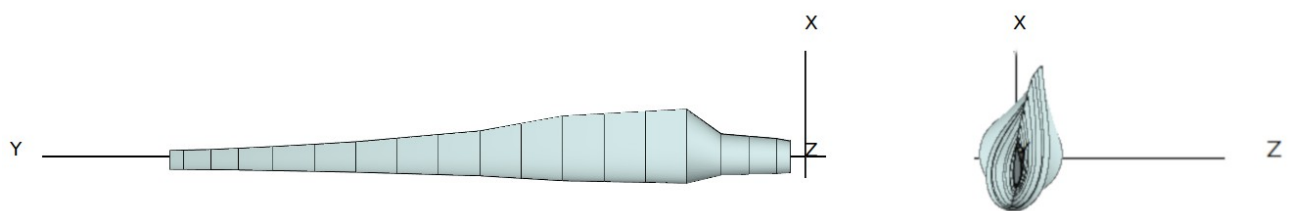


Fig. 28 - Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized.

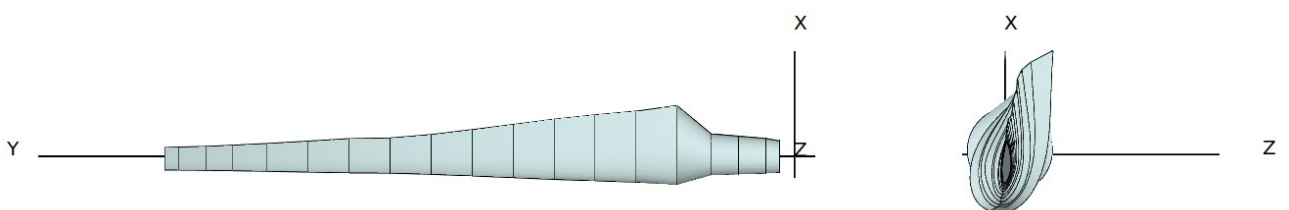


Fig. 29 - Blade 21 m - Schz - TSR 7 linearized -1.

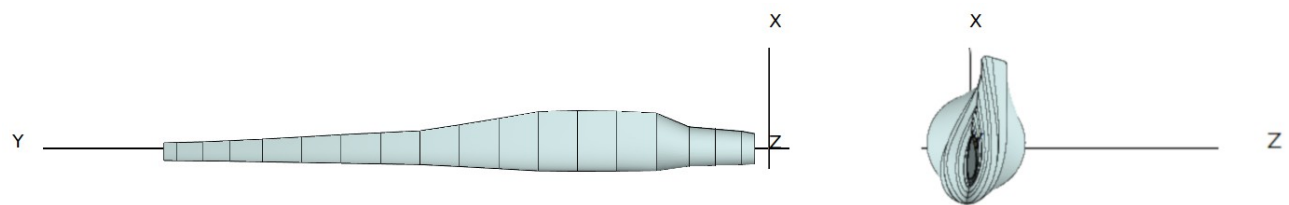


Fig. 30 - Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized -1.

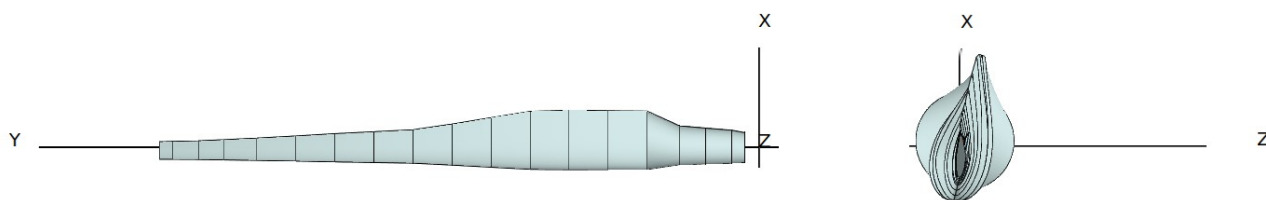


Fig. 31 - Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized.

Tab. 3 - Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	4.913	28.06	DU99W405LM
5.283	3.636	18.42	DU99W350LM
6.650	2.936	13.33	DU99W350LM
8.017	2.471	10.75	DU97W300LM
9.383	2.006	10.62	DU91W2250LM
10.750	1.833	8.60	DU91W2250LM
12.117	1.668	8.51	DU93W210LM
13.483	1.503	7.23	DU93W210LM
14.850	1.397	4.68	NACA64618
16.217	1.275	3.80	NACA64618
17.583	1.162	3.05	NACA64618
18.723	1.076	2.51	NACA64618
19.633	1.014	2.12	NACA64618
20.543	0.976	1.76	NACA64618
21.000	0.954	1.59	NACA64618

Tab. 4 - Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	4.913	23.28	DU99W405LM
5.283	3.636	14.33	DU99W350LM
6.650	2.936	9.83	DU99W350LM
8.017	2.471	7.73	DU97W300LM
9.383	2.006	7.96	DU91W2250LM
10.750	1.833	6.25	DU91W2250LM
12.117	1.609	6.40	DU93W210LM
13.483	1.503	5.32	DU93W210LM
14.850	1.397	2.93	NACA64618
16.217	1.275	2.19	NACA64618
17.583	1.162	1.56	NACA64618
18.723	1.076	1.10	NACA64618
19.633	1.014	0.78	NACA64618
20.543	0.976	0.48	NACA64618
21.000	0.954	0.34	NACA64618

Tab. 5 - Blade 21 m - Betz - TSR 7 linearized -1

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	3.480	21.55	DU99W405LM
5.283	2.855	13.23	DU99W350LM
6.650	2.501	9.24	DU99W350LM
8.017	2.147	7.51	DU97W300LM
9.383	1.777	8.03	DU91W2250LM
10.750	1.607	6.54	DU91W2250LM
12.117	1.368	6.87	DU93W210LM
13.483	1.267	5.94	DU93W210LM
14.850	1.165	3.67	NACA64618
16.217	1.048	3.03	NACA64618
17.583	0.940	2.49	NACA64618
18.723	0.862	2.10	NACA64618
19.633	0.807	1.82	NACA64618
20.543	0.774	1.56	NACA64618
21.000	0.755	1.44	NACA64618

Tab. 6 - Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized -2

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	2.498	19.57	DU99W405LM
5.283	2.384	11.83	DU99W350LM
6.650	2.269	8.24	DU99W350LM
8.017	2.158	6.81	DU97W300LM
9.383	1.824	7.56	DU91W2250LM
10.750	1.490	6.25	DU91W2250LM
12.117	1.329	6.72	DU93W210LM
13.483	1.168	5.90	DU93W210LM
14.850	1.007	3.72	NACA64618
16.217	0.894	3.16	NACA64618
17.583	0.793	2.68	NACA64618
18.723	0.717	2.34	NACA64618
19.633	0.664	2.09	NACA64618
20.543	0.636	1.87	NACA64618
21.000	0.618	1.76	NACA64618

Tab. 7 - Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	2.498	13.08	DU99W405LM
5.283	2.384	11.48	DU99W350LM
6.650	2.269	10.16	DU99W350LM
8.017	2.158	9.01	DU97W300LM
9.383	1.824	7.80	DU91W2250LM
10.750	1.490	6.54	DU91W2250LM
12.117	1.329	5.36	DU93W210LM
13.483	1.168	4.19	DU93W210LM
14.850	1.007	3.13	NACA64618
16.217	0.894	2.32	NACA64618
17.583	0.793	1.53	NACA64618
18.723	0.717	0.86	NACA64618
19.633	0.664	0.37	NACA64618
20.543	0.636	0.16	NACA64618
21.000	0.618	0.00	NACA64618

Tab. 8 - Blade 21 m - Schz - TSR 7 linearized -1

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	2.801	21.55	DU99W405LM
5.283	2.422	13.23	DU99W350LM
6.650	2.219	9.24	DU99W350LM
8.017	2.016	7.51	DU97W300LM
9.383	1.783	8.03	DU91W2250LM
10.750	1.550	6.54	DU91W2250LM
12.117	1.330	6.87	DU93W210LM
13.483	1.176	5.94	DU93W210LM
14.850	1.143	3.67	NACA64618
16.217	1.031	3.03	NACA64618
17.583	0.927	2.49	NACA64618
18.723	0.851	2.10	NACA64618
19.633	0.798	1.82	NACA64618
20.543	0.767	1.56	NACA64618
21.000	0.748	1.44	NACA64618

Tab. 9 - Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized -1

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	2.096	18.57	DU99W405LM
5.283	2.107	10.83	DU99W350LM
6.650	2.118	7.24	DU99W350LM
8.017	2.055	5.81	DU97W300LM
9.383	1.752	6.56	DU91W2250LM
10.750	1.449	5.25	DU91W2250LM
12.117	1.177	5.72	DU93W210LM
13.483	1.085	4.90	DU93W210LM
14.850	0.992	2.72	NACA64618
16.217	0.883	2.16	NACA64618
17.583	0.784	1.68	NACA64618
18.723	0.710	1.34	NACA64618
19.633	0.659	1.09	NACA64618
20.543	0.631	0.87	NACA64618
21.000	0.614	0.76	NACA64618

Tab. 10 - Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized

Pos. [m]	Chord [m]	Twist [°]	Airfoil
0.500	1.066	13.08	Circular
0.953	1.179	13.08	Circular
1.867	1.282	13.08	Circular
2.777	1.388	13.08	Circular
3.917	2.096	13.08	DU99W405LM
5.283	2.107	11.48	DU99W350LM
6.650	2.118	10.16	DU99W350LM
8.017	2.055	9.01	DU97W300LM
9.383	1.752	7.80	DU91W2250LM
10.750	1.449	6.54	DU91W2250LM
12.117	1.177	5.36	DU93W210LM
13.483	1.085	4.19	DU93W210LM
14.850	0.992	3.13	NACA64618
16.217	0.883	2.32	NACA64618
17.583	0.784	1.53	NACA64618
18.723	0.710	0.86	NACA64618
19.633	0.659	0.37	NACA64618
20.543	0.631	0.16	NACA64618
21.000	0.614	0.00	NACA64618

2.8 Simulazione rotori a TSR (tip speed ratio) variabile

Le simulazione per le varie tipologie di pale ottimizzate sono stata condotte alla velocità di corrente eolica di progetto pari a 4 m/s indagando un capo di funzionamento di TSR (tip speed ratio) compreso tra 1 e 10. Per un rotore tripala come quello in questione il TSR ottimale è stato ricercato nei valori compresi tra 5 e 8. I parametri di simulazione dei rotori sono riportati in Tab. 11. I risultati sono riportati in Figg. 32-37.

Tab. 11 - Parametri di simulazione dei rotori

Velocità eolica di progetto [m/s]	4
TSR	1-10
Densità aria [kg/m ³]	1.23
Viscosità cinematica aria [m ² /s]	1.65E-05
Discretizzazione pala (elementi BEM)	40
Perdite alla radice	Prandtl
Perdite all'apice	Prandtl
Correzioni al numero di Reynolds di drag	Hernandez-Crespo
Correzioni tridimensionali	Snel

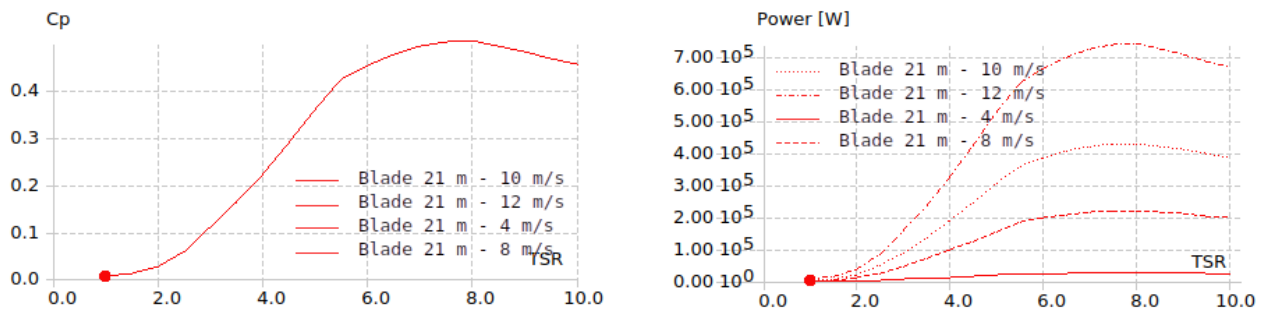


Fig. 32 a/b - Blade 21 m - C_p e potenza stimata a diverse velocità di vento incidenti in funzione del TSR.

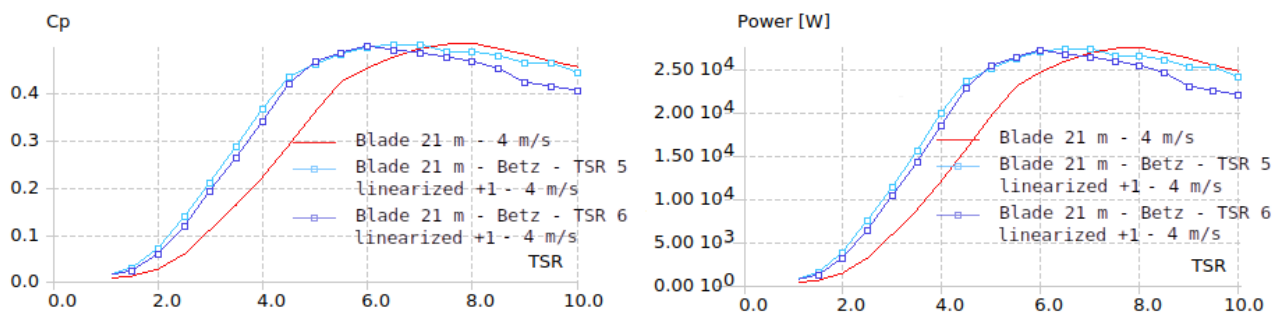


Fig. 33 a/b - Confronto Blade 21 vs. ottimizzazione n° 1 e 2 - C_p e potenza stimata a velocità di vento incidente di 4 m/s in funzione del TSR.

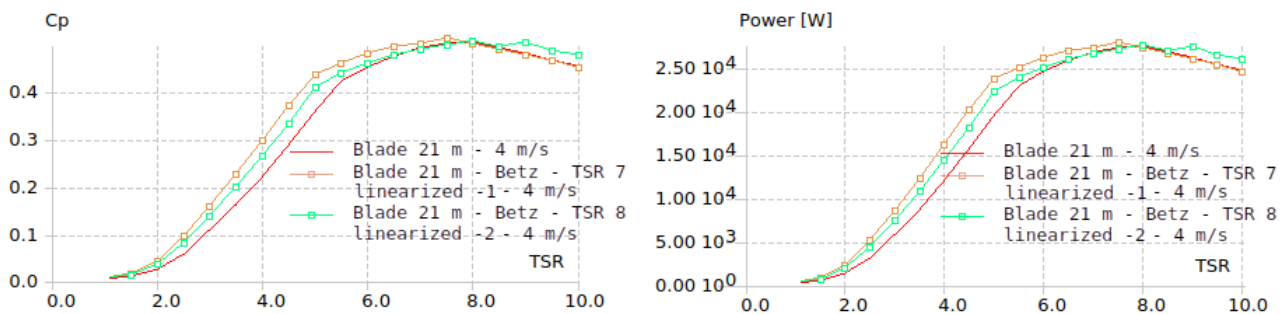


Fig. 34 a/b - Blade 21 m - Confronto Blade 21 vs. ottimizzazione n° 3 e 4 - C_p e potenza stimata a velocità di vento incidentente di 4 m/s in funzione del TSR.

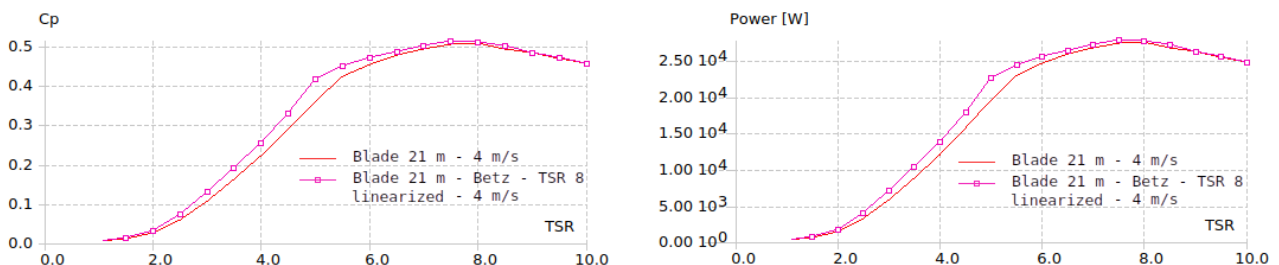


Fig. 35 a/b - Blade 21 m - Confronto Blade 21 vs. ottimizzazione n° 5 - C_p e potenza stimata a velocità di vento incidente di 4 m/s in funzione del TSR.

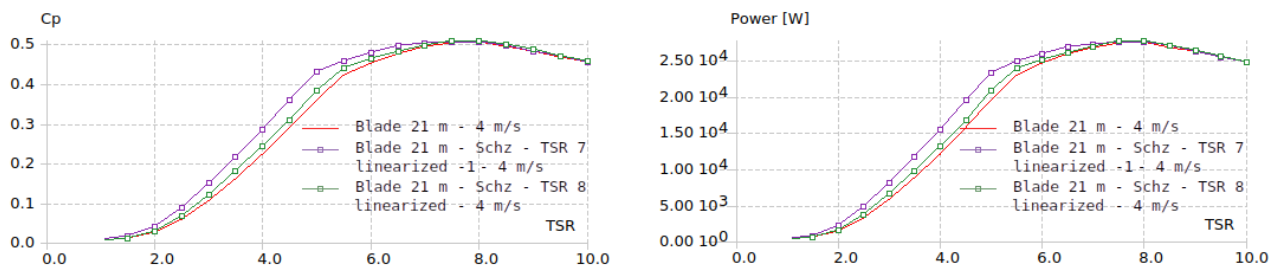


Fig. 36 a/b - Blade 21 m - Confronto Blade 21 vs. ottimizzazione n° 6 e 7 - Cp e potenza stimata a velocità di vento incidente di 4 m/s in funzione del TSR.

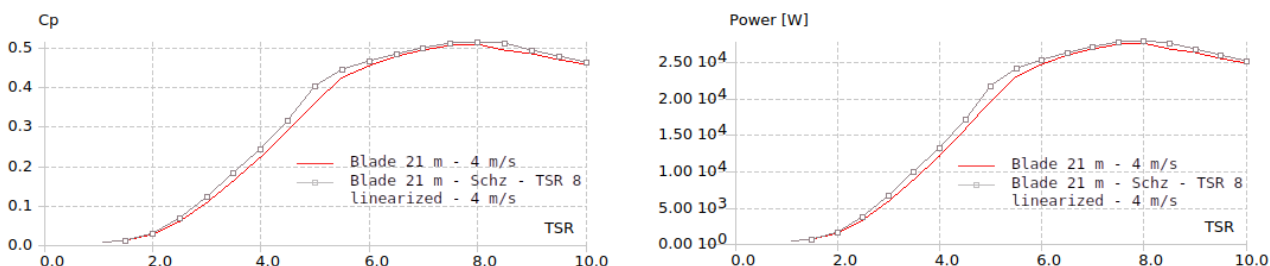


Fig. 37 a/b - Blade 21 m - Confronto Blade 21 vs. ottimizzazione n° 8 - Cp e potenza stimata a velocità di vento incidente di 4 m/s in funzione del TSR.

Tab. 12 - Confronto TSR teorico e TSR da imporre in funzionamento ottimizzato

Blade	TSR teorico	TSR funzionamento ottimizzato
Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1	5.0	7.0
Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1	6.0	6.0
Blade 21 m - Betz - TSR 7 linearized -1	7.0	7.5
Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized -2	8.0	9.0
Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized	8.0	7.5
Blade 21 m - Schz - TSR 7 linearized -1	7.0	7.5
Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized -1	8.0	8.0
Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized	8.0	8.0

Appare evidente che la pala originaria Blade 21 m riesce a garantire un Cp teorico di rotore massimo pari a 0.5057 alle condizioni di progetto specificate. Considerando il limite teorico di Betz di massima estrazione da una corrente eolica ($C_{p_{max}} = 16/27 = 0.5926 = 59.26\%$) gli incrementi non possono essere attesi che nelle unità di punto percentuale e/o frazioni di unità. (Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized: 0.5130; Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized: 0.5128). Le condizioni di funzionamento previste ex-ottimizzazione sono riportate in Tab. 12.

Gli altri rotori continuano a rivestire comunque interesse, in quanto capaci di garantire un appiattimento della curva di Cp nella zona di massimo e valori più elevati di Cp a TSR inferiori. In tale fattispecie (TSR inferiori), la turbina realizzata con queste pale garantirebbe erogazioni di potenza più uniformi in condizioni che si allontanano da quelle di progetto.

2.9 Simulazione rotori multiparametrica

La simulazione dei rotori a parametri multipli è stata effettuata per tutte le tipologie di pale ottimizzate. Vengono presentati i risultati ottenuti per i rotori montanti le due soluzioni (*Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized* e *Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized*) che effettivamente realizzano l'incremento di C_p ricercato come funzione obiettivo, e per cui sono poi state eseguite simulazioni di funzionamento LLT e simulazioni di scia, raffrontati con il rotore montante la soluzione non ottimizzata.

Le simulazioni multiparametriche per i rotori sono state condotte indagando il funzionamento alla velocità di corrente eolica variabile nel range 1-30 m/s, alla velocità di rotazione del rotore nel range 2-30 giri/min e imponendo un angolo di pitch della pala nel range 1-10° per la regolazione della potenza. Le velocità di rotazione esaminate sono quelle indicate in successiva Tab. 16 per TSR di funzionamento ottimizzato (10-14 giri/min).

I parametri di simulazione dei rotori sono riportati in Tabb. 13-14. I risultati sono riportati in Figg. 38-43.

Tab. 13 - Parametri di simulazione dei rotori (grandezze)

Densità aria [kg/m ³]	1.23
Viscosità cinematica aria [m ² /s]	1.65E-05
Discretizzazione pala (elementi BEM)	40
Velocità eolica [m/s]	1-30
Velocità di rotazione rotore [giri/min]	2-30
Angolo di pitch [°]	0-10

Tab. 14 - Parametri di simulazione dei rotori (condizioni)

Perdite alla radice	Prandtl
Perdite all'apice	Prandtl
Correzioni al numero di Reynolds di drag	Hernandez-Crespo
Correzioni tridimensionali	Snel

Blade 21 m

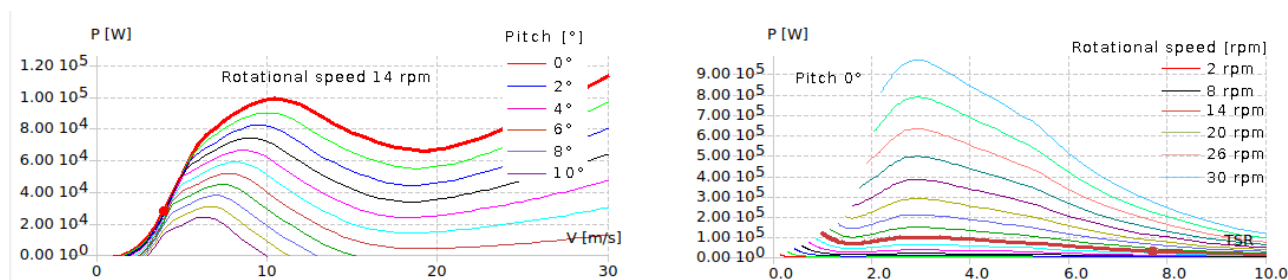


Fig. 38 a/b - Blade 21 m - P vs. V a rotational speed fissata parametrizzata su pitch (a) e P vs. TSR a pitch fissato parametrizzato su rotational speed (b).

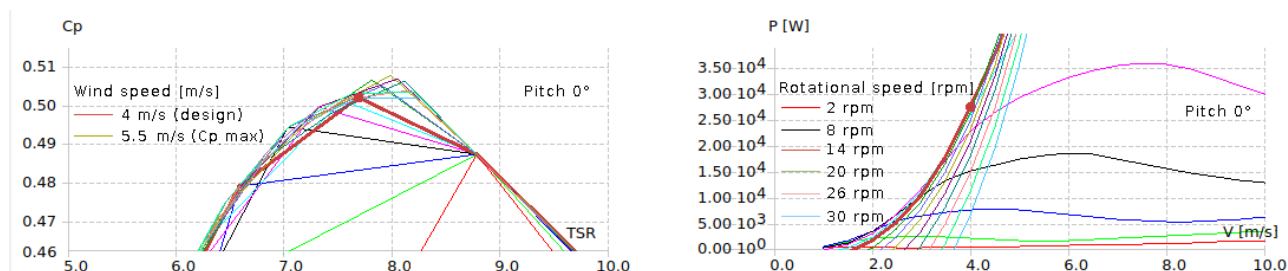


Fig. 39 a/b - Blade 21 m - C_p vs. TSR a pitch fissato parametrizzata su V eolica incidente (a) e P vs. V a pitch fissato parametrizzato su rotational speed (b).

Il rotore montante *Blade 21 m* presenta valori di potenza compatibile con la richiesta di progetto alla velocità di 4 m/s e massima di potenza erogabile dell'ordine dei 100 kW alla velocità di 10.50 m/s con $TSR=2.93$.

Il rotore è in grado di erogare le previste potenze (700-900 kW) compatibili con la lunghezza di pala corrispondente alle più alte velocità di rotazione.

Il C_p si mantiene superiore a 0.50 nelle condizioni di progetto (4 m/s) con C_p max realizzabile a $TSR=8$ alla velocità incidente di 5.50 m/s.

Nelle condizioni di progetto (4 m/s) la velocità di rotazione dell'ordine dei 14 giri/min garantisce la più alta performance in termine di potenza resa rispetto a ogni possibile altra scelta.

Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized

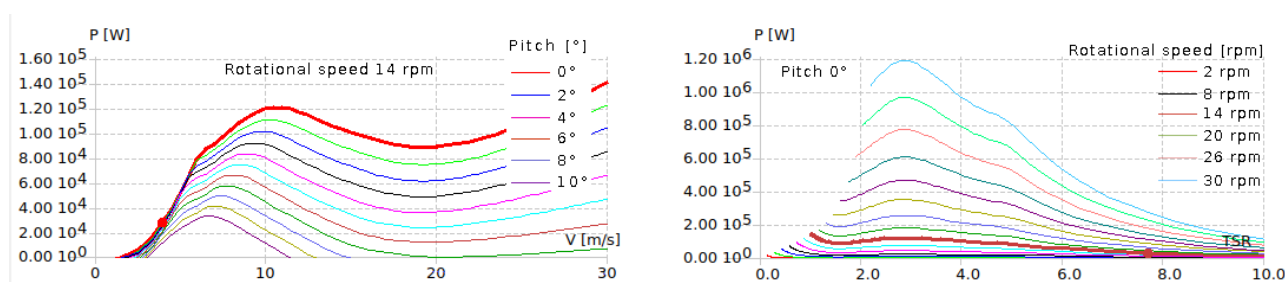


Fig. 40 a/b - Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized - P vs. V a rotational speed fissata parametrizzata su pitch (a) e P vs. TSR a pitch fissata parametrizzata su rotational speed (b).

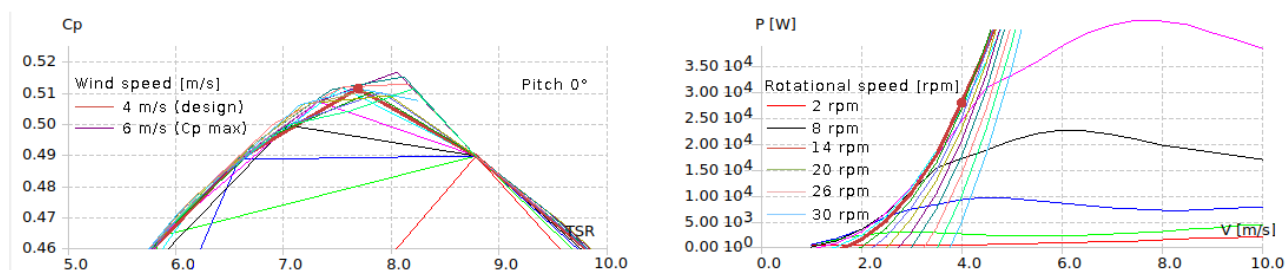


Fig. 41 a/b - Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized - Schz - TSR 8 linearized - C_p vs. TSR a pitch fissata parametrizzata su V eolica incidente (a) e P vs. V a pitch fissata parametrizzata su rotational speed (b).

Il rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized presenta valori di potenza compatibile con la richiesta di progetto alla velocità di 4 m/s e un considerevole aumento di potenza in termine di potenza massima erogabile, dell'ordine dei 120 kW alla velocità di 10.50 m/s con $TSR=2.93$.

Il rotore è in grado di erogare le previste potenze (700-900 kW - anche con punte di 1-1.2 MW di potenza resa) compatibili con la lunghezza di pala corrispondente, alle più alte velocità di rotazione.

Il C_p incrementa considerevolmente mantenendosi superiore a 0.51 nelle condizioni di progetto (4 m/s) con C_p max realizzabile a $TSR=8.06$ alla velocità incidente di 6 m/s.

Nelle condizioni di progetto (4 m/s) la velocità di rotazione dell'ordine dei 14 giri/min garantisce la più alta performance in termine di potenza resa rispetto a ogni possibile altra scelta (prossima ai 30 kW - incrementata rispetto al caso non ottimizzato).

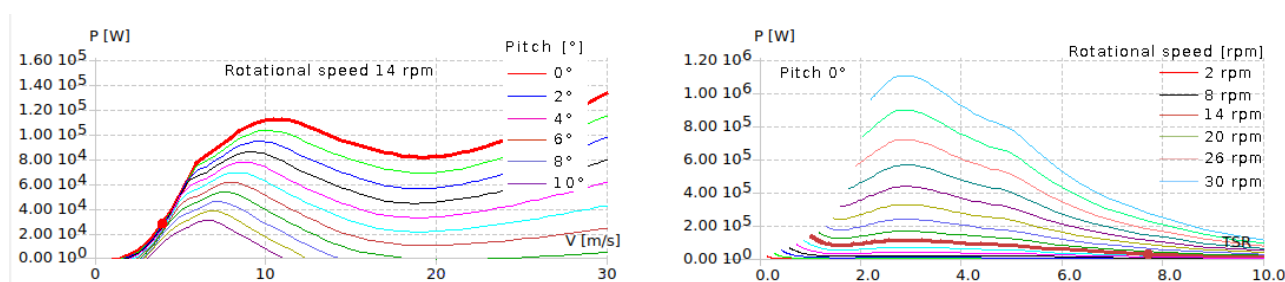
Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized

Fig. 42 a/b - Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized – P vs. V a rotational speed fissata parametrizzata su pitch (a) e P vs. TSR a pitch fissato parametrizzato su rotational speed (b).

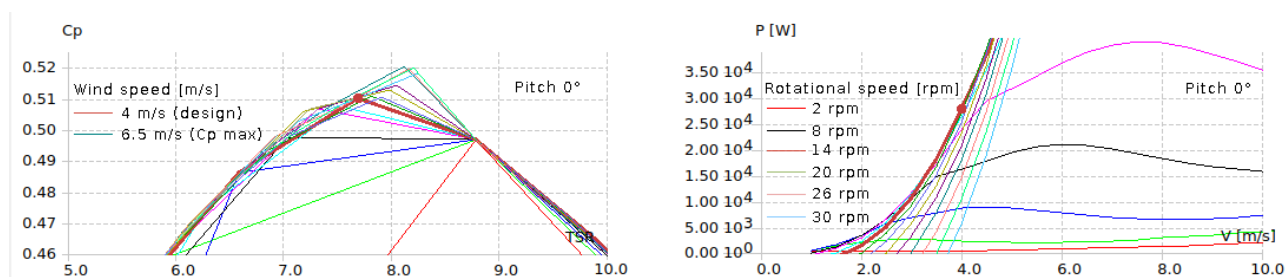


Fig. 43 a/b - Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized - C_p vs. TSR a pitch fissato parametrizzato su V eolica incidente (a) e P vs. V a pitch fissato parametrizzato su rotational speed (b).

Il rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized presenta valori di potenza compatibile con la richiesta di progetto alla velocità di 4 m/s e un considerevole aumento di potenza in termine di potenza massima erogabile, dell'ordine dei 120 kW alla velocità di 10.50 m/s con TSR=2.93. L'incremento è tuttavia inferiore rispetto al caso precedente.

Il rotore è in grado di erogare le previste potenze (700-900 kW - anche con punte di 1-1.1 MW di potenza resa) compatibili con la lunghezza di pala corrispondente, alle più alte velocità di rotazione.

Il C_p incrementa considerevolmente mantenendosi superiore a 0.51 nelle condizioni di progetto (4 m/s) con C_p max realizzabile a TSR=8.12 alla velocità incidente di 6.50 m/s.

Nelle condizioni di progetto (4 m/s) la velocità di rotazione dell'ordine dei 14 giri/min garantisce la più alta performance in termine di potenza resa rispetto a ogni possibile altra scelta (prossima ai 30 kW - incrementata rispetto al caso non ottimizzato).

2.10 Simulazione della turbina

La turbina eolica su cui sono posizionati i rotori progettati è costituita da una torre con hub height di 50 m, sopra il quale è montata la *nacelle*, ospitante l'albero di rotazione (al quale è calettato il rotore) così come gli organi di trasmissione, il moltiplicatore di giri e il generatore elettrico.

Le velocità limite della curva di potenza resa sono stabilite in $V_{cut\ in}=2$ m/s e $V_{cut\ out}=18$ m/s. La regolazione di potenza è di tipo *pitch regulated* e la trasmissione è di tipo *single speed* (scelta semplificativa per esigenze valutative di prima analisi, in seguito passibile di ulteriore modifica per esigenze di funzionamento più complesse).

Il generatore elettrico previsto è di tipo asincrono a doppio avvolgimento con potenza nominale $P_n=750$ kW (potenza limitata dalla pitch regulation) e con tensione nominale 690 V, 1500 rpm, valori in linea con turbine commerciali di analoghe dimensioni e analoga taglia di potenza.

La velocità di rotazione nominale del rotore è quella imposta alle condizioni di progetto per il TSR di ottimo e quindi varia caso per caso in base alla tipologia di pala ottimizzata montata sul rotore stesso. Parimenti il rapporto di trasmissione del moltiplicatore di giri è variabile caso per caso, ancora in base alla tipologia di pala ottimizzata montata sul rotore stesso. Il rendimento complessivo ai morsetti del generatore η_g (comprensivo di rendimento meccanico η_m , rendimento di trasmissione η_{tr} e rendimento elettrico del generatore e sistemi ausiliari η_{el}) è stato assunto pari a 0,8, scelta effettuata a scopo cautelativo.

I parametri di Weibull per la stima della produzione annuale di energia elettrica sono fissati in $k=2$ e $A=9$ in base alla formulazione discussa al paragrafo 1.7 “Simulazione del comportamento meccanico della turbina eolica” del presente capitolo.

I parametri di simulazione delle turbine sono riportate in Tab. 15. I risultati sono riportati in Figg. 44-51.

Le simulazioni per le varie tipologie di turbine sono state condotte alla velocità di corrente eolica variabile tra 1 m/s e 20 m/s. La velocità di rotazione del rotore di progetto è quella risultante dal TSR di ottimo ed è riportata in Tab. 16 delle varie configurazioni di turbine studiate. Sono state rappresentate le potenze erogate dalle macchine e il C_p di funzionamento complessivo delle macchine alle velocità eoliche della curva di potenza resa.

Tab. 15 - Parametri per la simulazione delle turbine

Densità aria [kg/m ³]	1.23
Viscosità cinematica aria [m ² /s]	1.65E-05
Discretizzazione pala (elementi BEM)	40
Perdite alla radice	Prandtl
Perdite all'apice	Prandtl
Correzioni al numero di Reynolds di drag	Hernandez-Crespo
Correzioni tridimensionali	Snel

Tab. 16 - TSR di funzionamento ottimizzato e velocità di rotazione del rotore per le configurazioni palari in esame

Blade	TSR funzionamento ottimizzato	ω rotazione rotore di progetto [giri/min]
Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1	7.0	12.73
Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1	6.0	10.91
Blade 21 m - Betz - TSR 7 linearized -1	7.5	13.64
Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized -2	9.0	16.37
Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized	7.5	13.64
Blade 21 m - Schz - TSR 7 linearized -1	7.5	13.64
Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized -1	8.0	14.55
Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized	8.0	14.55

Si evidenzia il confronto di resa di potenza tra una macchina con pala di 21 m e una macchina con pala di 22 m alla velocità di progetto di 4 m/s così come il C_p max ricadente nel punto di tale velocità di progetto (Fig. 44 a/b).

In Fig. 45 a/b è riportato il confronto tra la turbina con rotore montante pala di 21 m e le turbine con rotore montante le configurazioni ottimizzate 1 e 2 *Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1* e *Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1*. È evidente la performance più elevata in termini di potenza resa come di un C_p più elevato anche a più alte velocità eoliche della configurazione 1 e la performance inferiore della configurazione 2. L'andamento della curva di potenza delle turbine costituite da rotori montanti le tre diverse tipologie di pale mostra un andamento non particolarmente disuniforme alla velocità di progetto 4 m/s.

Il punto di massimo C_p è sempre ottenuto in corrispondenza di 4 m/s di velocità di progetto.

In Fig. 46 a/b è riportato il confronto tra la turbina con rotore montante pala di 21 m e le turbine con rotore montante le configurazioni ottimizzate 3 e 4 *Blade 21 m - Betz - TSR 7 linearized -1* e *Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized -2*. È evidente la performance più elevata in termini di potenza resa come di un C_p più elevato a più alte velocità eoliche di entrambe le configurazioni. In particolare la configurazione n° 4 mostra elevatissimi incrementi di potenza e potrebbe essere impiegata per sfruttare il potenziale eolico del sito quando le velocità registrano valori superiori ai 4 m/s. Anche i C_p in questo caso mostrano valori particolarmente favorevoli su un'ampia gamma di velocità. L'andamento della curva di potenza delle turbine costituite da rotori montanti le tre diverse tipologie di pale mostra un andamento non particolarmente disuniforme alla velocità di progetto 4 m/s.

Il punto di massimo C_p è sempre ottenuto in corrispondenza di 4 m/s di velocità di progetto.

In Fig. 47 a/b e Fig. 48 a/b è riportato il confronto tra la turbina con rotore montante pala di 21 m e la turbina con rotore montante la configurazione ottimizzata 5 *Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized*.

Tale rotore rappresenta una delle due soluzioni progettuali scelte in quanto capace di elevare il C_p rispetto alla soluzione non ottimizzata in simulazione LLT (descritta al paragrafo successivo).

È evidente come la curva di potenza si mantenga vicina o superiore a quella originale manifestando un C_p più elevato nel punto della velocità di progetto che si mantiene più elevato anche in intervalli eolici adiacenti al punto di progetto. Non mostra tuttavia incrementi significativi alle alte velocità eoliche.

La figura aggiuntiva Fig. 48 a/b mostra la massimizzazione del C_p sul punto di TSR di funzionamento ottimizzato (7.5) scelto (come da funzione obiettivo progettuale) alla velocità di progetto imposta, e di contro un'erogazione di potenza massima ottenibile solo a valori di TSR molto inferiori (3-4).

L'andamento della curva di potenza delle turbine costituite da rotori montanti le due diverse tipologie di pale mostra un andamento non particolarmente disuniforme alla velocità di progetto 4 m/s.

Il punto di massimo C_p è sempre ottenuto in corrispondenza di 4 m/s di velocità di progetto.

In Fig. 49 a/b è riportato il confronto tra la turbina con rotore montante pala di 21 m e le turbine con rotore montante le configurazioni ottimizzate 6 e 7 *Blade 21 m - Schz - TSR 7*

linearized -1 e Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized -1. È evidente la performance più elevata in termini di potenza resa come di un C_p più elevato anche a più alte velocità eoliche di entrambe le configurazioni, con la configurazione n° 6 più performante della configurazione n° 7. I C_p si mantengono superiori a quelli della pala non ottimizzata, anche se per valori ridotti, anche per velocità superiori a quella di progetto. L'andamento della curva di potenza delle turbine costituite da rotori montanti le tre diverse tipologie di pale mostra un andamento non particolarmente disuniforme alla velocità di progetto 4 m/s.

Il punto di massimo C_p è sempre ottenuto in corrispondenza di 4 m/s di velocità di progetto.

In Fig. 50 a/b e Fig. 51 a/b è riportato il confronto tra la turbina con rotore montante pala di 21 m e la turbine con rotore montante la configurazione ottimizzata 8 *Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized*.

Tale rotore rappresenta una delle due soluzioni progettuali scelte in quanto capace di elevare il C_p rispetto alla soluzione non ottimizzata in simulazione LLT (descritta al paragrafo successivo).

È evidente come la curva di potenza si mantenga ben superiore a quella originale manifestando un C_p più elevato nel punto della velocità di progetto che si mantiene più elevato anche in intervalli eolici superiori al punto di progetto (alte velocità eoliche). La potenza resa mostra incrementi significativi alle alte velocità eoliche.

La figura aggiuntiva Fig. 51 a/b mostra la massimizzazione del C_p sul punto di TSR di funzionamento ottimizzato (8.0) scelto (come da funzione obiettivo progettuale) alla velocità di progetto imposta, e di contro un'erogazione di potenza massima ottenibile solo a valori di TSR molto inferiori (3-4).

L'andamento della curva di potenza delle turbine costituite da rotori montanti le due diverse tipologie di pale mostra un andamento non particolarmente disuniforme alla velocità di progetto 4 m/s.

Il punto di massimo C_p è sempre ottenuto in corrispondenza di 4 m/s di velocità di progetto.

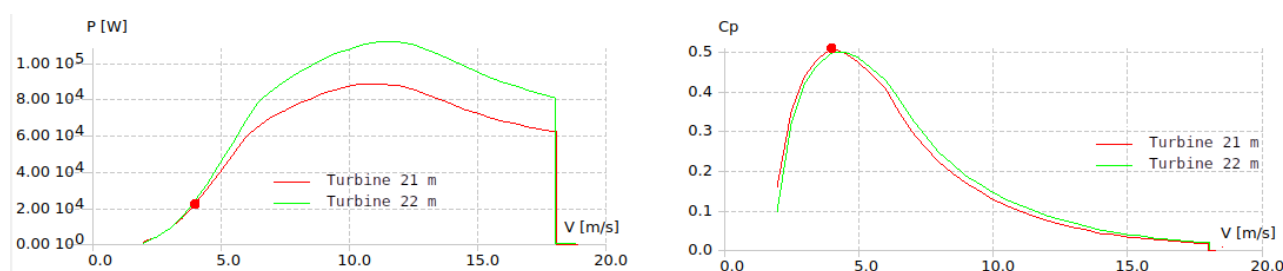


Fig. 44 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. Blade 22 m - Curva di potenza resa e curva di C_p .

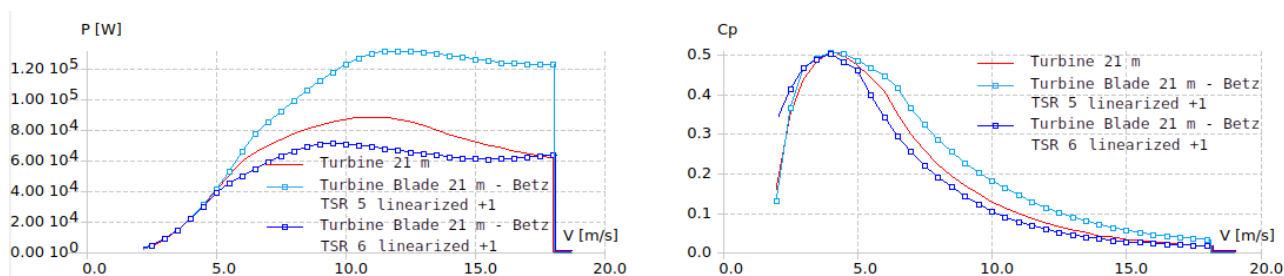


Fig. 45 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 1 e 2 - Curva di potenza resa e curva di C_p .

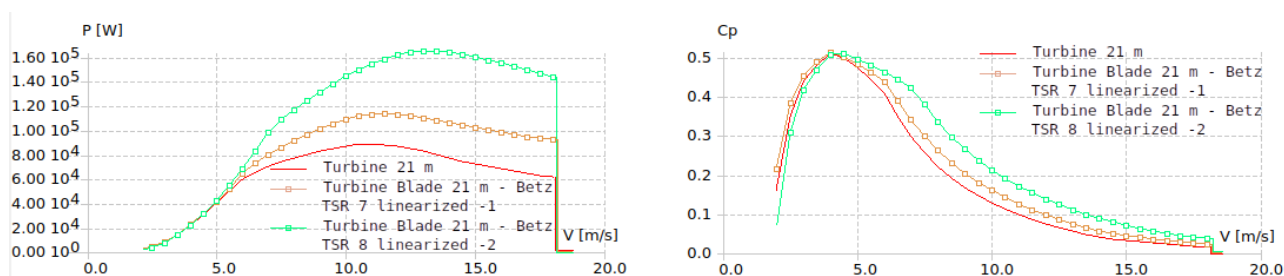


Fig. 46 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 3 e 4 - Curva di potenza resa e curva di C_p .

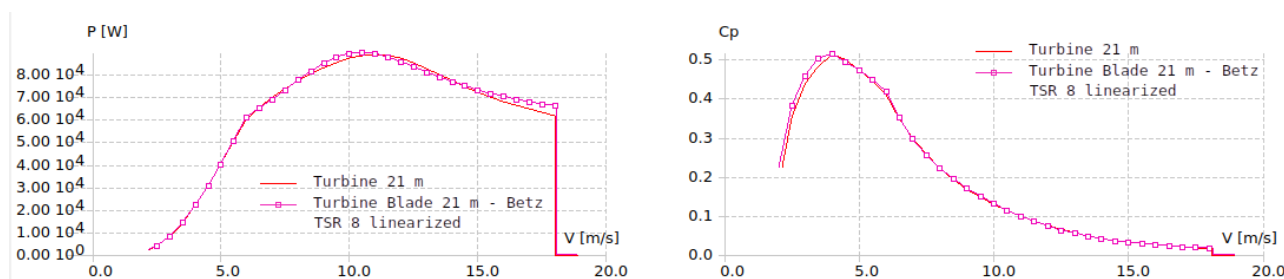


Fig. 47 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 5 - Curva di potenza resa e curva di C_p .

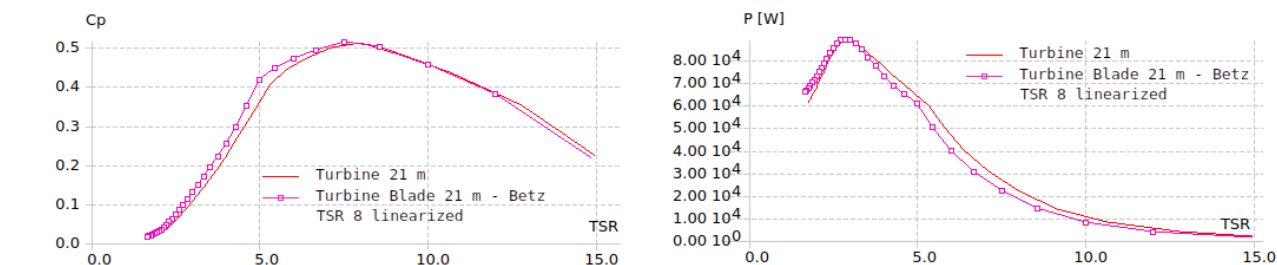


Fig. 48 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 5 - Curva di C_p e di potenza resa in funzione del TSR.

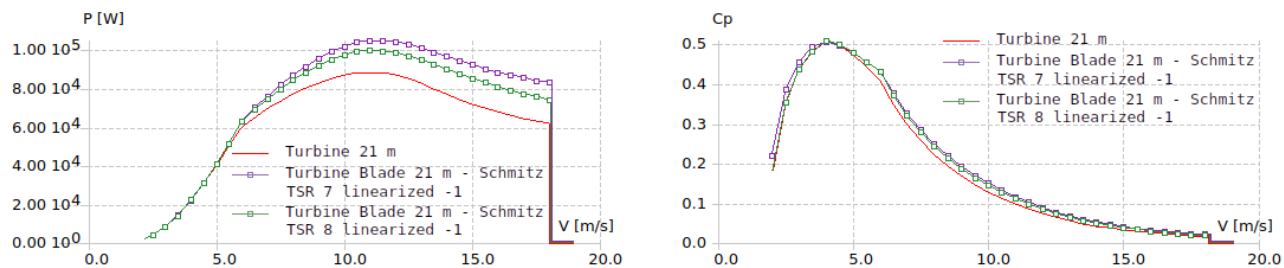


Fig. 49 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 6 e 7 - Curva di potenza resa e curva di C_p .

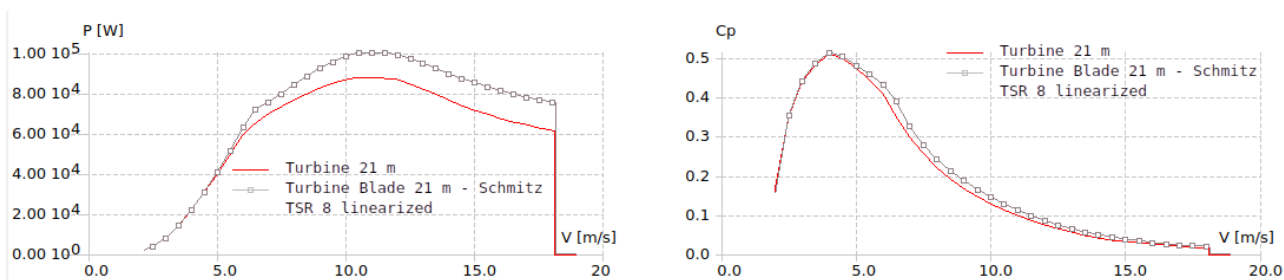


Fig. 50 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 5 - Curva di potenza resa e curva di C_p .

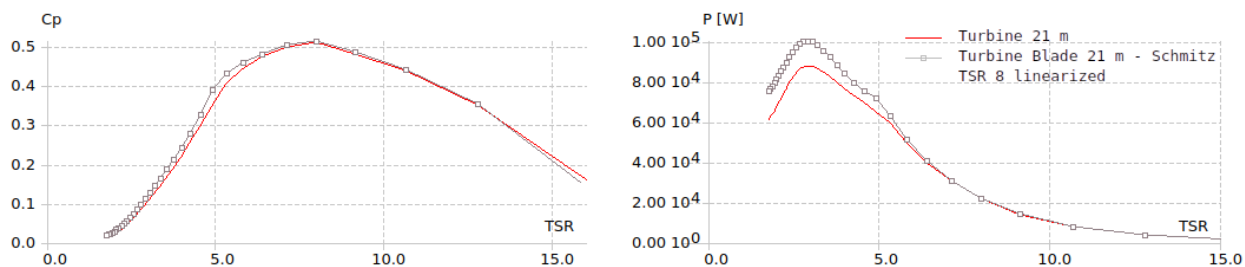


Fig. 51 a/b - Confronto Turbina con rotore montante Blade 21 m vs. ottimizzazione n° 5 - Curva di C_p e di potenza resa in funzione del TSR.

2.11 Simulazione funzionamento (LLT simulation)

La simulazione aerodinamica non stazionaria delle turbine è stata eseguita tramite algoritmo LLFVW (*Nonlinear Lifting Line Free Vortex Wake* algorithm). Il metodo a vortice garantisce un costo computazionale inferiore a quello di una CFD, ma superiore a quello di un metodo BEM. Il campo di flusso è modellizzato come non viscoso, incomprimibile e irrotazionale.

Le simulazioni – anche in considerazione di un costo computazionale relativamente elevato – sono state eseguite per il caso base (*Blade 21 m*) e per le due scelte (*Blade 21 m - Betz -TSR 8 linearized* e *Blade 21 m - Schmitz -TSR 8 linearized*), capaci di garantire performance superiori alla funzione obiettivo ricercata (massimizzazione del C_p) nel punto di progetto identificato per il sito dell'Isola dell'Asinara (velocità incidente 4 m/s con massima frequenza di occorrenza durante l'anno). Il numero di rivoluzione del rotore scelto è sufficiente a garantire la raggiunta convergenza asintotica della soluzione al valore finale, senza oscillazioni numeriche residue, e parimenti uno sviluppo di scia significativo, per quanto attiene alle considerazioni esposte al paragrafo successivo.

I parametri di simulazione delle turbine sono riportati in Tab. 17, e sono rappresentativi di condizioni operative determinate, senza poter tuttavia introdurre, almeno in una fase di progettazione generale, tutte le variabili statisticamente influenti in una condizione reale di funzionamento in terreno aperto (variazione temporale dell'angolo di incidenza della corrente eolica, spettro turbolento del vento, etc.).

I risultati relativi a C_p e potenza resa P in simulazione aerodinamica non stazionaria sono riportati in Tab. 18 (con relativi incrementi realizzati dalle soluzioni ottimizzate rispetto al caso non ottimizzato). I risultati grafici sono riportati in Figg. 52-55.

In particolare si evincono gli incrementi di C_p e P delle due soluzioni ottimizzate rispetto al caso base (Figg. 52-53). Gli incrementi sono indubbiamente dovuti a un opportunamente realizzato incremento del coefficiente di momento torcente C_T (Fig. 54 a) e a un incremento del coefficiente di lift C_L , che aumenta progressivamente (nei due casi ottimizzati *Blade 21 m - Betz -TSR 8 linearized* e *Blade 21 m - Schmitz -TSR 8 linearized*) lungo la coordinata radiale della pala, mantenendosi superiore a quello del caso base nelle parti di “tip” della pala (incremento del C_L/C_D grazie allo svergolamento delle sezioni) (Figg. 54 b, 55 a, 55 b).

Tab. 17 - LLT simulation - parametri di simulazione e condizioni imposte

Blade	Blade 21 m	Blade 21 m - Betz -TSR 8 linear.	Blade 21 m - Schmitz -TSR 8 linear.
Altezza di mozzo [m]	50	50	50
Overhang del rotore [m]	3.83	3.83	3.83
Velocità vento incidente [m/s]	4.0	4.00	4.00
Profilo eolico	Power law (PL)	Power law (PL)	Power law (PL)
Altezza di riferimento per la PL [m/s]	30.0	30.00	30.00
TSR di funzionamento ottimizzato	8.0	7.5	8.0
Vel. di rotazione del rotore [giri/min]	14.55	13.64	14.55
Rivoluzioni del rotore	20	20	20
Passi temporali di integrazione	720	720	720
Durata passo temporale [s]	0.11	0.12	0.11
Metodo integrazione della velocità	Euler FW	Euler FW	Euler FW
Densità aria ρ [kg/m ³]	1.225	1.225	1.225
Viscosità cinematica aria ν [m ² /s]	1.6468E-05	1.6468E-05	1.6468E-05

Tab. 18 - LLT simulation - risultati

Rotore turbina - tipologia Blade	V progetto [m/s]	C_p	ΔC_p %	P [kW]	ΔP %
Blade 21 m	4.0	0.5149	-	27.96	-
Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized	4.0	0.5222	1.42%	28.36	1.42%
Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized	4.0	0.5310	3.13%	28.84	3.13%

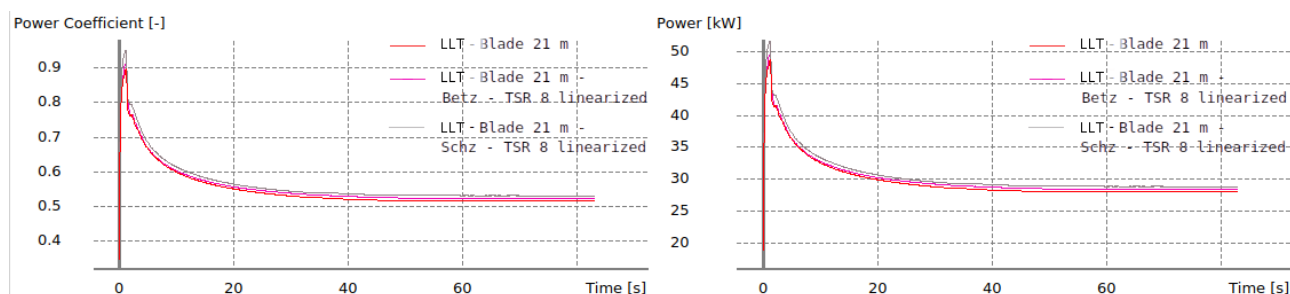


Fig. 52 a/b - Simulazione LLT - Confronto turbina con rotore montante Blade 21 m vs. turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized. Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta (20 rivoluzioni rotore).

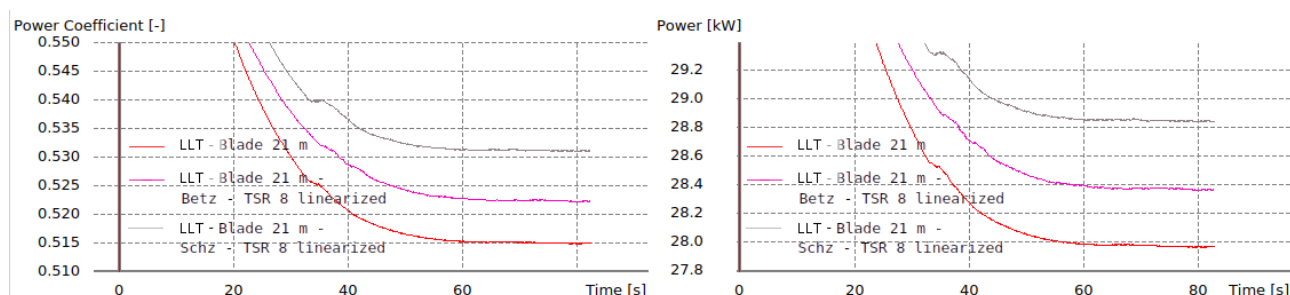


Fig. 53 a/b - Simulazione LLT - Confronto turbina con rotore montante Blade 21 m vs. turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized. Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta (20 rivoluzioni rotore). Dettaglio valori.

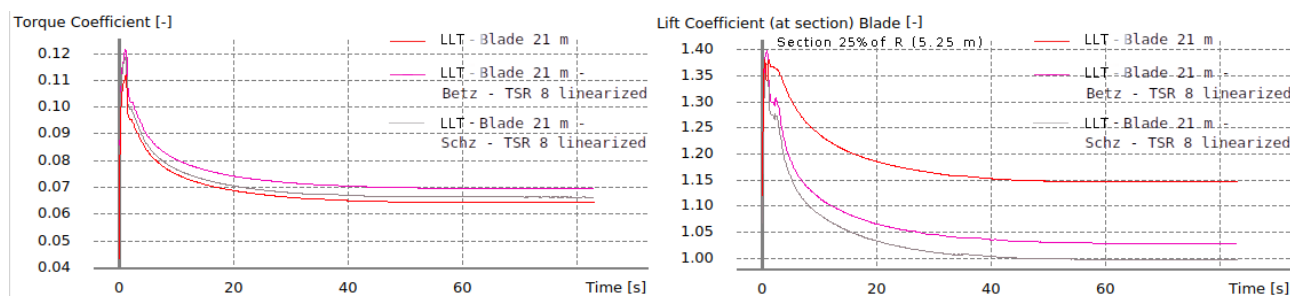


Fig. 54 a/b - Simulazione LLT - Confronto turbina con rotore montante Blade 21 m vs. turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized. Valori di coefficiente C_T (a) e coefficiente C_L (b) (sezione palare al 25% della lunghezza pala) a convergenza raggiunta (20 rivoluzioni rotore).

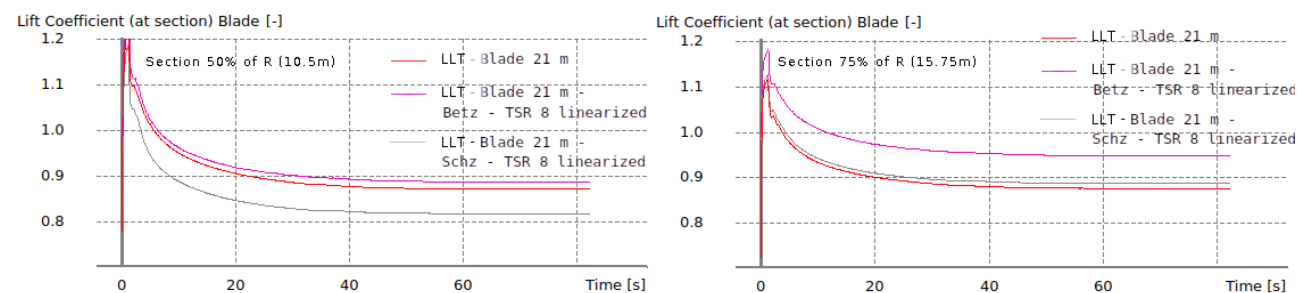


Fig. 55 a/b - Simulazione LLT - Confronto turbina con rotore montante Blade 21 m vs. turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized. Valori di coefficiente C_L (sezione palare al 50% (a) e 75% (b) della lunghezza pala) a convergenza raggiunta (20 rivoluzioni rotore).

2.12 Simulazione di scia

Gli elementi di vortice costituenti la scia sono modellizzati (*lifting line method*) come segmenti lineari o curvilinei che si dipartono dalla pala, in una singola fila, dai punti localizzati sul quarto di corda del profilo aerodinamica della pala. Il metodo “free wake”, relativamente al trascinamento dei vortici in scia, aggiorna la posizione dei nodi in base alla velocità locale nel punto, che è la risultante della velocità di incidenza del vento (trascinamento) e le velocità locali indotte dai vortici della scia stessa nel dominio considerato. L'accuratezza della descrizione della scia è pertanto migliorata, a fronte di un più elevato costo computazionale.

Per efficientamento computazionale la scia è separata in 3 zone: zona 1, in prossimità del rotore, con presenza di vorticità di tipo *shred* e *trailing* (rappresentata con campionamento spaziale molto definito), zona 2, con rimozione della vorticità tipo *shred* e presenza della vorticità tipo *trailing* concentrata in vortici di tipo “*lumped*”, zona 3, simile alla zona 2 con definizione spaziale più grossolana. Tale zonizzazione è volta a ridurre il costo computazionale e a mantenere la rappresentazione accurata in prossimità del rotore e a studiarne più definitamente la performance.

2.12.1 Condizioni di progetto

In Figg. 56-58 è rappresentata la scia in termini di vortici generata dalle 3 turbine (caso base e casi ottimizzati) alle condizioni di velocità di progetto pari a 4 m/s. Si osserva la dilatazione radiale del disco di scia a causa della bassa velocità di trascinamento e la rottura anticipata della vorticosità nei due casi ottimizzati dovuta a design di pala più spinto in zona di “root”.



Fig. 56 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m a 4 m/s. Piano orizzontale (a) e piano verticale (b). Età temporale della vorticità (da rosso a verde).



Fig. 57 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano orizzontale (a) e piano verticale (b). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota la rottura precoce della scia.

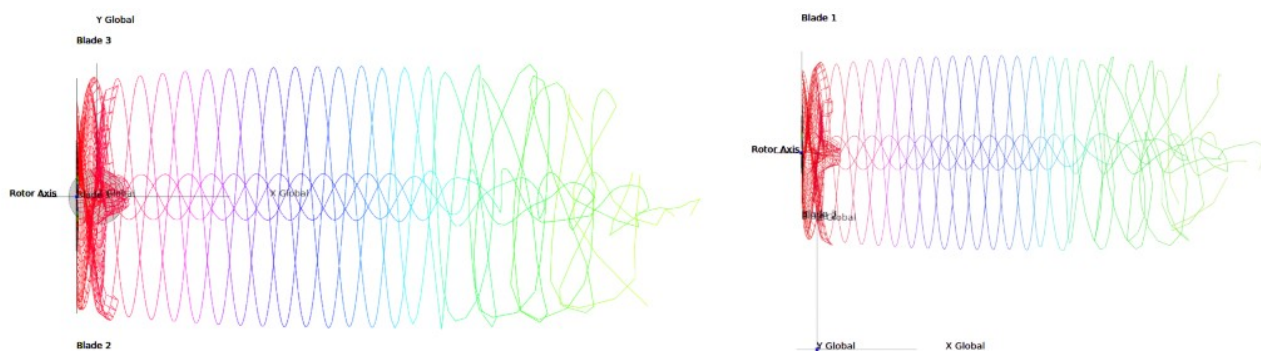


Fig. 58 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano orizzontale (a) e piano verticale (b). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota la rottura precoce della scia ritardata rispetto al caso precedente.

In Figg. 59-70 sono rappresentati i campi di velocità (assiale, radiale, tangenziale) generati dalle 3 turbine (caso base e casi ottimizzati) alle condizioni di velocità incidente di progetto pari a 4 m/s. Sono state analizzate le zone immediatamente antistanti e immediatamente posteriori al rotore, nonché lo sviluppo e relativo disfacimento della scia a distanze predeterminate dal rotore stesso (Figg. 59-62, 63-66, 67-70).

Si nota l'uniformità della scia e la persistenza della stessa in termini spaziali allorché il rotore funziona alle condizioni di progetto con C_p massimizzato (Figg. 59, 63, 67). In tal caso è fondamentale il rispetto della regola di layout delle macchine della wind farm ad almeno 8 diametri quando “in scia”, per permettere il disfacimento della stessa ad opera della vorticosità di trailing e rimescolamento con la corrente di vento indisturbato adiacente, ed evitare la circostanza che la macchina successiva, nel layout della wind farm, entri “in scia” nella zona di suction, presentando così il rotore a una corrente eolica alterata, la cui velocità è considerevolmente ridotta rispetto a quella del vento indisturbato.

Blade 21 m

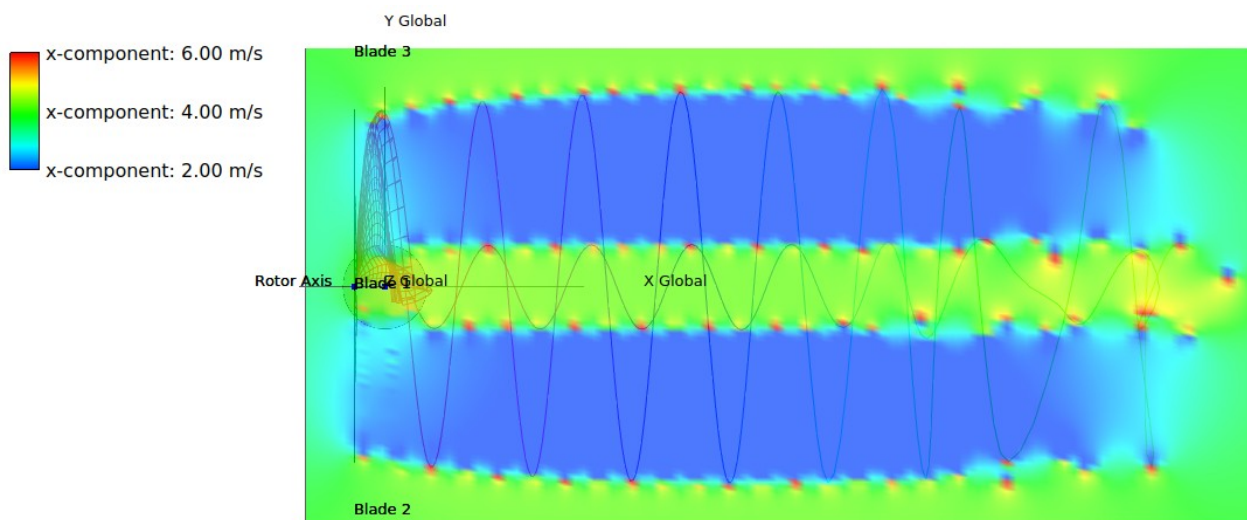


Fig. 59 - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m a 4 m/s. Piano orizzontale a 50 m di hub. Dimensioni trasversali 60 m; dimensioni longitudinali 120 m.

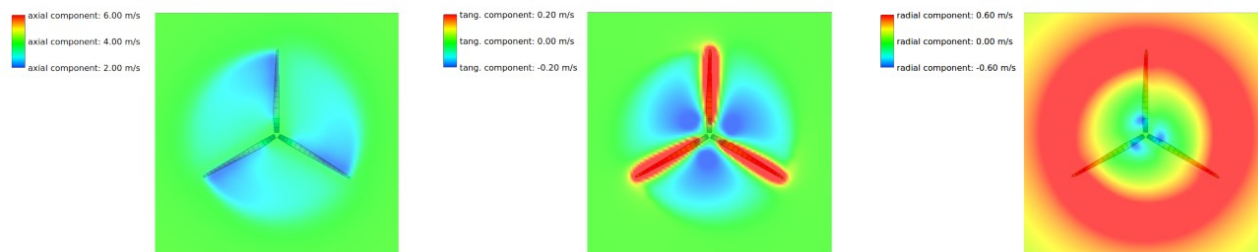


Fig. 60 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub a -5 m rispetto alla torre (-1.17 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m): sezione antistante al rotore. Dimensioni 60 m x 60 m. Componente assiale (a); componente tangenziale (b); componente radiale (c).

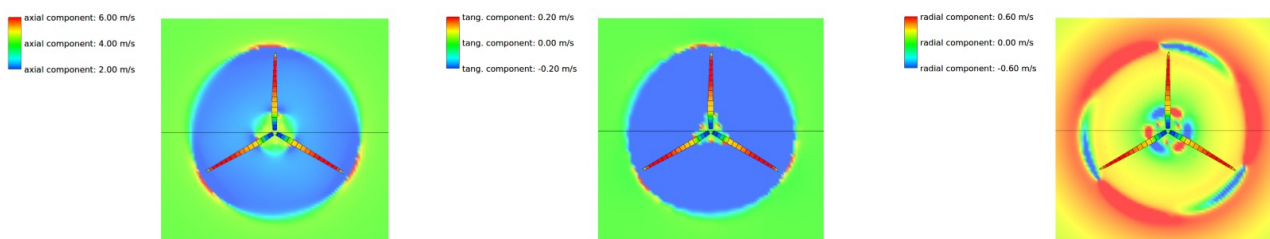


Fig. 61 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub a +5 m rispetto alla torre (+8.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m): sezione retrostante al rotore. Dimensioni 60 m x 60 m. Componente assiale (a); componente tangenziale (b); componente radiale (c).

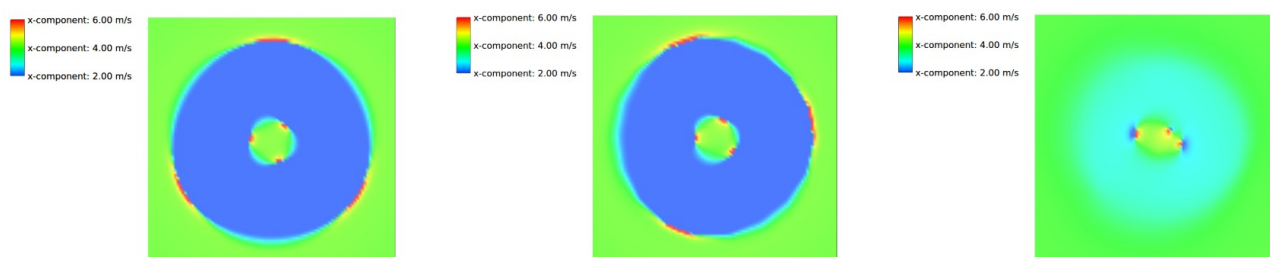


Fig. 62 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub di sezionamento della scia. Dimensioni 60 m x 60 m. +30 m rispetto alla torre (+33.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (a); +60 m rispetto alla torre (+63.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (b); +100 m rispetto alla torre (+103.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (c).

L'analisi del piano orizzontale di scia evidenzia la caduta uniforme di velocità all'interno della stessa, in quanto essa si sviluppa in maniera uniforme alle condizioni di progetto. La bassa velocità di trascinamento di vento indisturbato permette lo sviluppo radiale della scia (Fig. 59). In zona antistante il rotore si registra la suction assiale indotta dal rotore stesso (Fig. 60 a), la velocità indotta tangenzialmente dalla rotazione delle pale (Fig. 60 b) e la velocità radiale di nature centrifuga (Fig. 60 c).

In zona posteriore al rotore si registra la formazione della scia subito ben definita e persistente (Fig. 61), con evidenza di incremento della velocità radiale immediatamente successiva al passaggio della pala (Fig. 61 c).

I piani di sezione della scia evidenziano il disfacimento della stessa all'aumentare della distanza, con nuovo incremento della velocità, dalle condizioni di drop di velocità stessa, a partire dagli anelli periferici (Fig. 62 a/b/c).

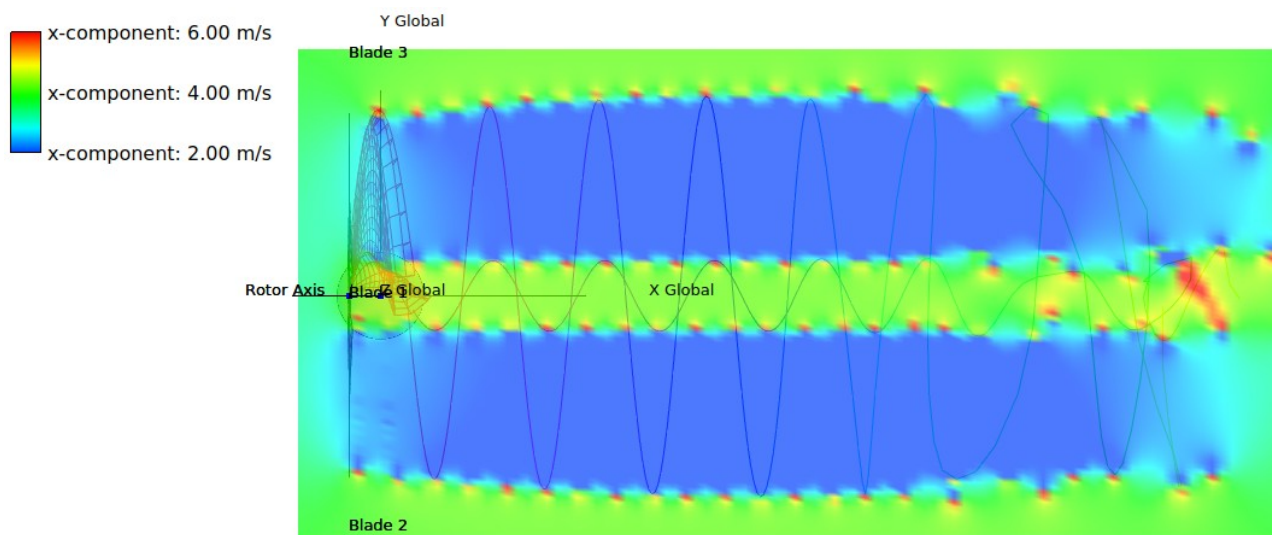
Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized

Fig. 63 - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 4 m/s Piano orizzontale a 50 m di hub. Dimensioni trasversali 60 m; dimensioni longitudinali 120 m.

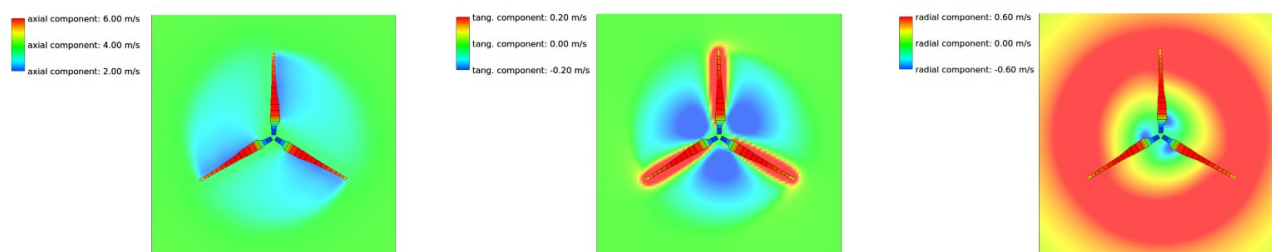


Fig. 64 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub a -5 m rispetto alla torre (-1.17 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m): sezione antistante al rotore. Dimensioni 60 m x 60 m. Componente assiale (a); componente tangenziale (b); componente radiale (c).

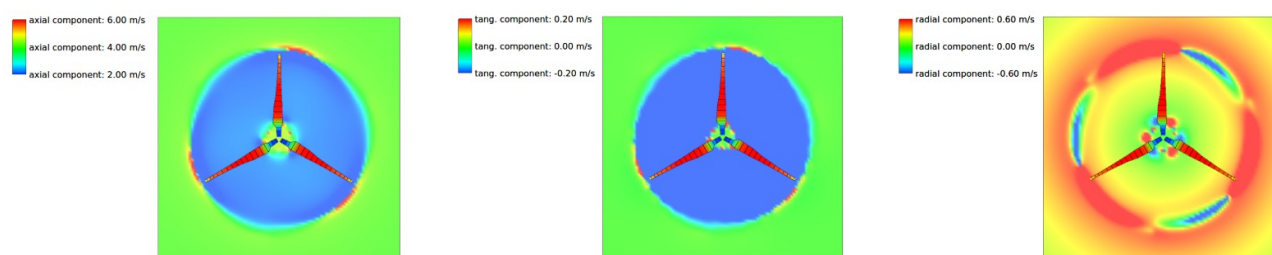


Fig. 65 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub a +5 m rispetto alla torre (+8.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m): sezione retrostante al rotore. Dimensioni 60 m x 60 m. Componente assiale (a); componente tangenziale (b); componente radiale (c).

L'analisi del piano orizzontale di scia evidenzia la rottura precoce della stessa, a causa di una scia più instabile dovuta alla vorticosità indotta dalla conformazione della pala. La bassa velocità di trascinamento di vento indisturbato permette lo sviluppo radiale della scia (Fig. 63). In zona antistante il rotore si evidenziano le differenze di suction assiale, tangenziale e radiale, indotte dal differente disegno della pala del rotore stesso (Fig. 64 a/b/c). In zona posteriore al rotore si registra la formazione della scia subito ben definita e persistente (Fig. 65 a/b/c). La sezione della scia evidenzia il disfacimento della stessa all'aumentare della distanza (Fig. 66 a/b/c).

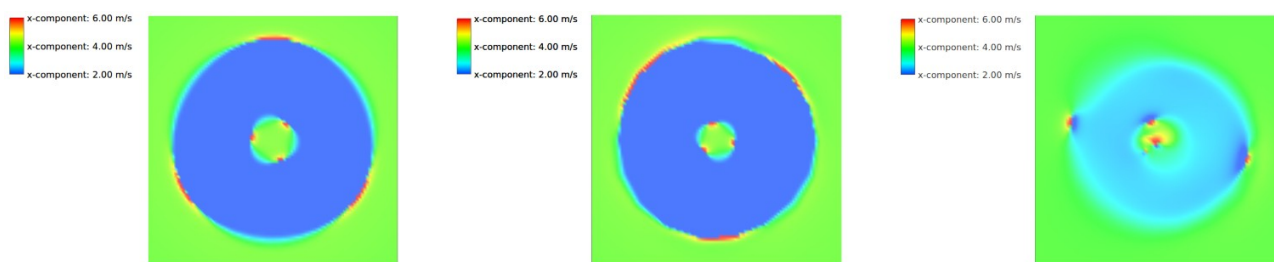


Fig. 66 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub di sezionamento della scia. Dimensioni 60 m x 60 m. +30 m rispetto alla torre (+33.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (a); +60 m rispetto alla torre (+63.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (b); +100 m rispetto alla torre (+103.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (c).

Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized

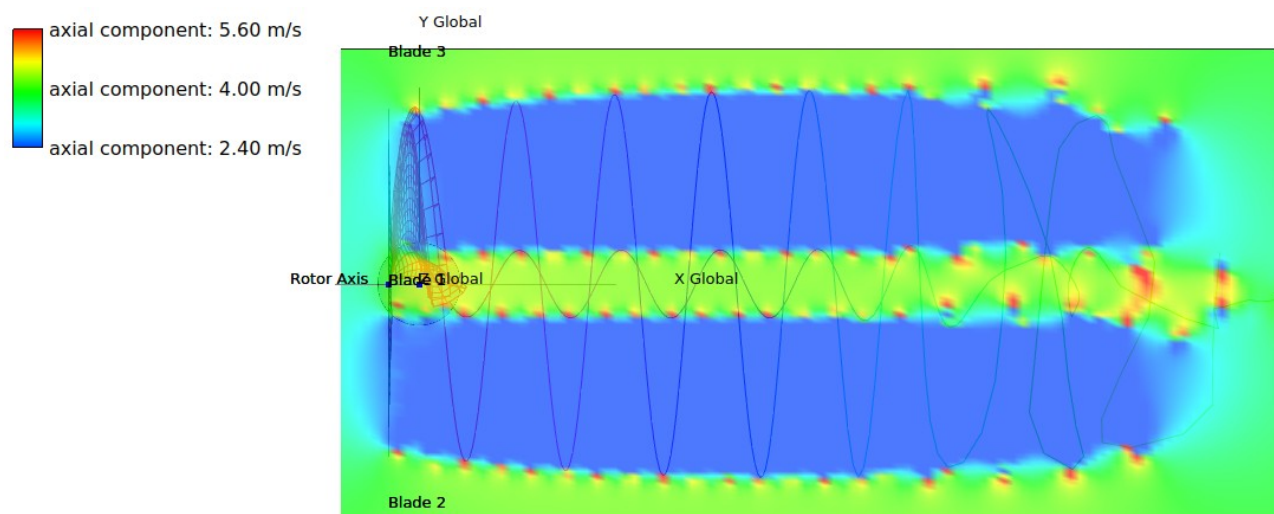


Fig. 67 - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano orizzontale a 50 m di hub. Dimensioni trasversali 60 m; dimensioni longitudinali 120 m.

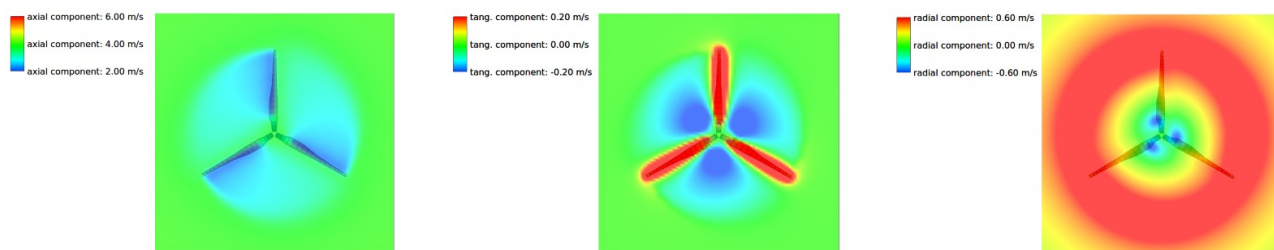


Fig. 68 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub a -5 m rispetto alla torre (-1.17 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m): sezione antistante al rotore. Dimensioni 60 m x 60 m. Componente assiale (a); componente tangenziale (b); componente radiale (c).

L'analisi del piano orizzontale di scia evidenzia la caduta uniforme di velocità all'interno della stessa, in quanto essa si sviluppa in maniera uniforme alle condizioni di progetto. Presente lo sviluppo radiale della scia (Fig. 67). In zona antistante il rotore si registra la suction indotta dal rotore stesso (Fig. 68a/b/c) In zona posteriore al rotore si registra la formazione della scia subito ben definita e persistente (Fig. 69 a/b/c) La sezione della scia evidenzia il disfacimento della stessa all'aumentare della distanza (Fig. 70 a/b/c).

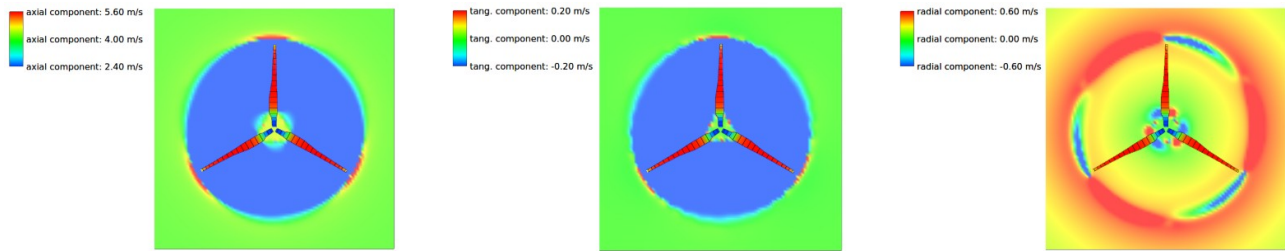


Fig. 69 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub a +5 m rispetto alla torre (+8.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m): sezione retrostante al rotore. Dimensioni 60 m x 60 m. Componente assiale (a); componente tangenziale (b); componente radiale (c).

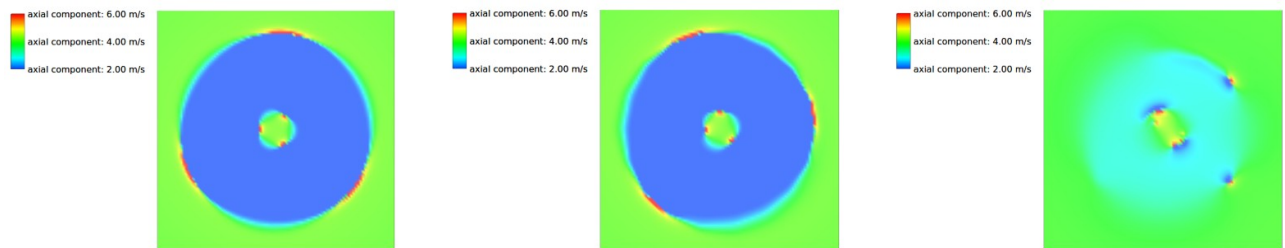


Fig. 70 a/b/c - Campi di velocità della scia generata da turbina con rotore montante Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 4 m/s. Piano verticale con centro a 50 m di hub di sezionamento della scia. Dim 60 m x 60 m. +30 m rispetto alla torre (+33.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (a); +60 m rispetto alla torre (+63.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (b); +100 m rispetto alla torre (+103.83 m rispetto al rotore: rotor overhang 3.83 m) (c).

2.12.2 Condizioni diverse da quelle di progetto

La scia in termini di vortici generata dalle 3 turbine (caso base e casi ottimizzati), alle condizioni di velocità incidente diversa da quella di progetto pari a 4 m/s, è stata studiata per valutare le condizioni aerodinamiche a valle delle turbine in funzionamento, in aggiunta alla valutazione della performance energetica delle stesse.

Sono stati esaminati:

1. il caso di variazione del TSR a causa della variazione di velocità del vento incidente a velocità del rotore fissa (condizione di funzionamento tradizionale, a velocità di rotazione unica). I valori di convergenza grafica del C_p e della potenza resa sono rappresentati in Figg. 71-73 e Tab. 19-21. Si notano il rapido degrado del coefficiente di potenza C_p , che si allontana rapidamente dai valori elevatissimi, ottenibili per la progettazione a 4 m/s di velocità incidente, e valori di potenza resa molto inferiori a quelli ottenibili per la stessa velocità di vento incidente con pale ottimizzate per punti di funzionamento “tradizionali”, non low speed, come nel presente studio.
2. il caso di mantenimento del TSR di ottimo a fronte della variazione di velocità del vento incidente, con necessità di prevedere una velocità del rotore variabile (condizione di funzionamento avanzata, a molteplici velocità di rotazione), mediante l'introduzione – tipica delle moderne turbine eoliche – di regolatori di trasmissione a controllo elettronico. I valori di convergenza grafica del C_p e della potenza resa sono rappresentati in Figg. 74-76 e Tab. 22-24. Si notano il mantenimento del coefficiente di potenza C_p e valori di potenza resa rapidamente crescenti e più consoni a quelli ottenibili per la stessa velocità di vento incidente, con pale ottimizzate per punti di funzionamento “tradizionali”, non low speed, come nel presente studio.

In Fig. 77 a/b sono rappresentate, a titolo di esempio, le scie generate da due turbine alle condizioni di velocità incidente uguale a quella di progetto pari a 4 m/s, per due soluzioni ottimizzate (Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1 (a) e Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1), che non operano a TSR di ottimo per massimizzazione del C_p , diverse da quelle finali scelte (Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized), discusse al paragrafo precedente.

In Figg. 78-79 sono rappresentate le scie generate dalle 2 turbine (2 casi ottimizzati scelti: Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized) alle condizioni di velocità incidente diversa da quella di progetto pari a 4 m/s, per le due soluzioni ottimizzate, nel caso 1 sopradescritto (variazione del TSR a causa della variazione di velocità del vento incidente a velocità del rotore fissa). Si nota la rapida disaggregazione e rottura della scia con rapido rimescolamento della stessa alla corrente indisturbata allorché il rotore funziona alle condizioni di fuori progetto.

In Figg. 80-81 sono rappresentate le scie generate dalle 2 turbine (2 casi ottimizzati scelti: Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized e Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized) alle condizioni di velocità incidente diversa da quella di progetto pari a 4 m/s, per le due soluzioni ottimizzate, nel caso 2 sopradescritto (mantenimento del TSR di ottimo, velocità del rotore variabile). Si nota la rapida disaggregazione e rottura della scia con rapido rimescolamento della stessa alla corrente indisturbata allorché il rotore funziona alle condizioni di fuori progetto.

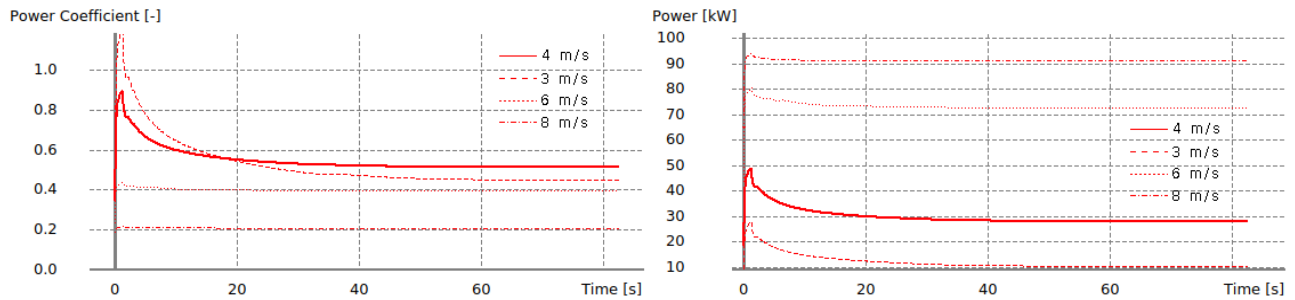


Fig. 71 a/b - Simulazione LLT - Turbina con rotore montante Blade 21 m a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta.

Tab. 19 - Turbina con rotore montante Blade 21 m a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Risultati						
V	TSR	Velocità rotazione rotore	Step temporali	Rivoluzioni rotore	C_p	Power
[m/s]	-	[rpm]	-	-	-	[kW]
4.0	8.0	14.55	720	20	0.515	27.96
3.0	10.7	14.55	720	20	0.450	10.31
6.0	5.3	14.55	720	20	0.397	72.74
8.0	4.0	14.55	720	20	0.210	91.20

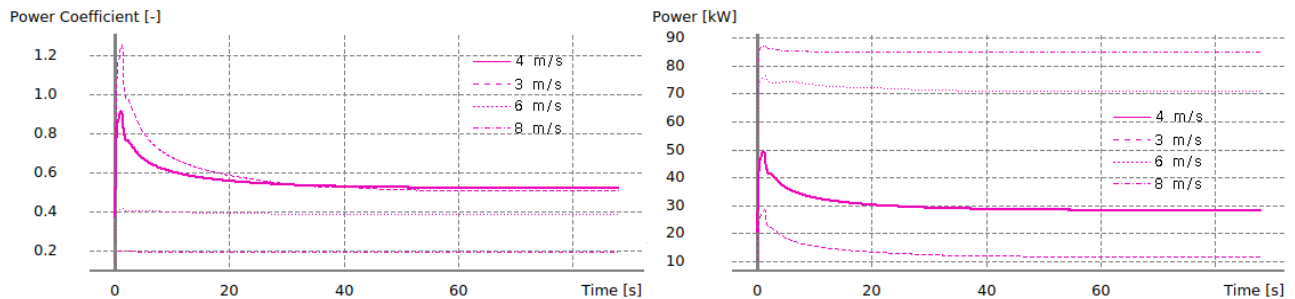


Fig. 72 a/b - Simulazione LLT - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta.

Tab. 20 - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Risultati.						
V	TSR	Velocità rotazione rotore	Step temporali	Rivoluzioni rotore	C_p	Power
[m/s]	-	[rpm]	-	-	-	[kW]
4.0	7.5	13.64	720	20	0.522	28.36
3.0	10.0	13.64	720	20	0.508	11.64
6.0	5.0	13.64	720	20	0.387	70.97
8.0	3.8	13.64	720	20	0.196	84.99

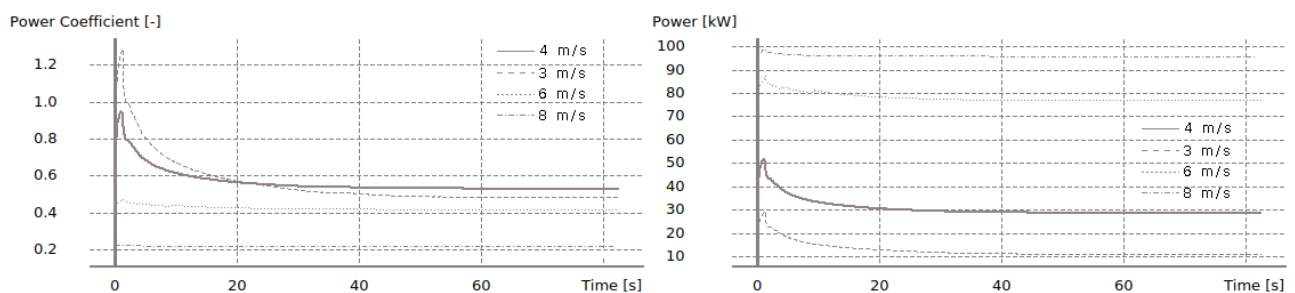


Fig. 73 a/b - Simulazione LLT - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta.

Tab. 21 - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Risultati.						
V	TSR	Velocità rotazione rotore	Step temporali	Rivoluzioni rotore	C_p	Power
[m/s]	-	[rpm]	-	-	-	[kW]
4.0	8.0	14.55	720	20	0.531	28.84
3.0	10.7	14.55	720	20	0.485	11.11
6.0	5.3	14.55	720	20	0.419	76.84
8.0	4.0	14.55	720	20	0.221	95.86

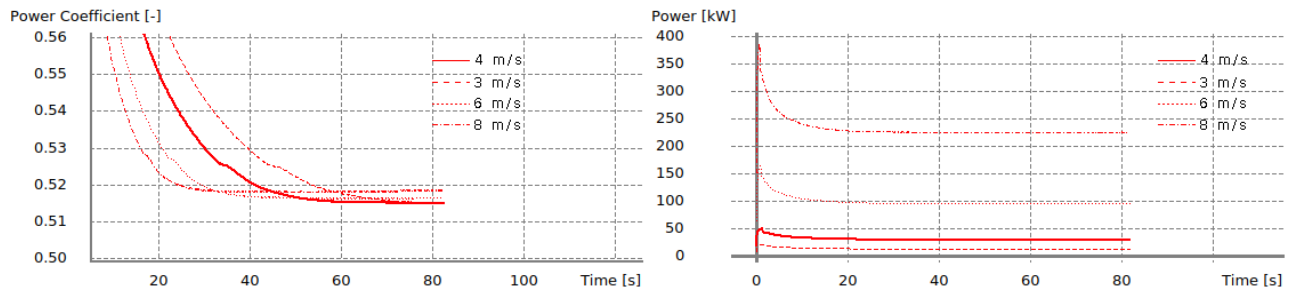


Fig. 74 a/b - Simulazione LLT - Turbina con rotore montante Blade 21 m a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta.

Tab. 22 - Turbina con rotore montante Blade 21 m a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Risultati.						
V	TSR	Velocità rotazione rotore	Step temporali	Rivoluzioni rotore	C_p	Power
[m/s]	-	[rpm]	-	-	-	[kW]
4.0	8.0	14.55	720	20	0.515	27.96
3.0	8.0	10.91	720	20	0.515	11.79
6.0	8.0	21.83	720	30	0.516	94.66
8.0	8.0	29.10	720	40	0.518	225.23

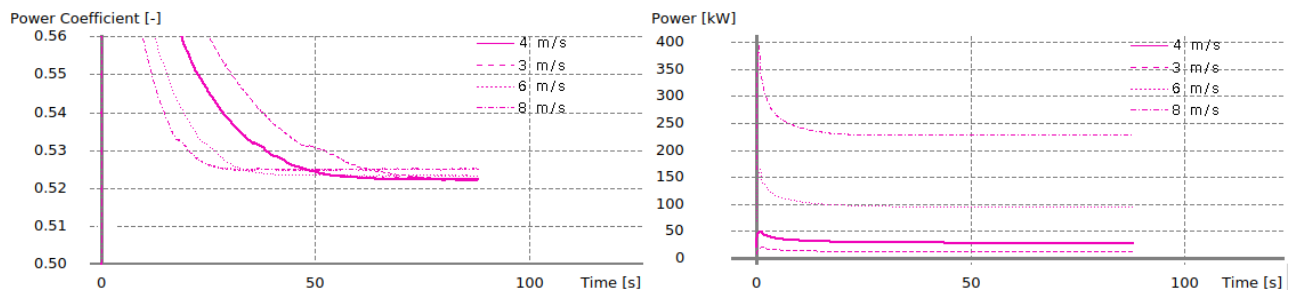


Fig. 75 a/b - Simulazione LLT - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta.

Tab. 23 - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Risultati.						
V	TSR	Velocità rotazione rotore	Step temporali	Rivoluzioni rotore	C_p	Power
[m/s]	-	[rpm]	-	-	-	[kW]
4.0	7.5	13.64	720	20	0.522	28.36
3.0	7.5	10.23	720	20	0.522	11.96
6.0	7.5	20.46	720	30	0.523	95.92
8.0	7.5	27.28	720	40	0.525	228.18

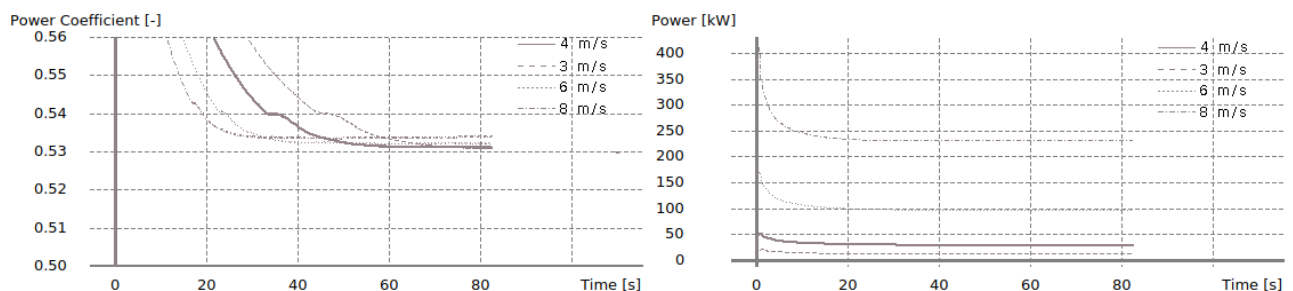


Fig. 76 a/b - Simulazione LLT - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Valori di C_p (a) e potenza resa (b) a convergenza raggiunta.

Tab. 24 - Turbina con rotore montante Blade 21 m - Schz - TSR 8 linearized a diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Risultati.						
V	TSR	Velocità rotazione rotore	Step temporali	Rivoluzioni rotore	C_p	Power
[m/s]	-	[rpm]	-	-	-	[kW]
4.0	8.0	14.55	720	20	0.531	28.84
3.0	8.0	10.91	720	20	0.531	12.16
6.0	8.0	21.83	720	30	0.532	97.54
8.0	8.0	29.10	720	40	0.534	231.92

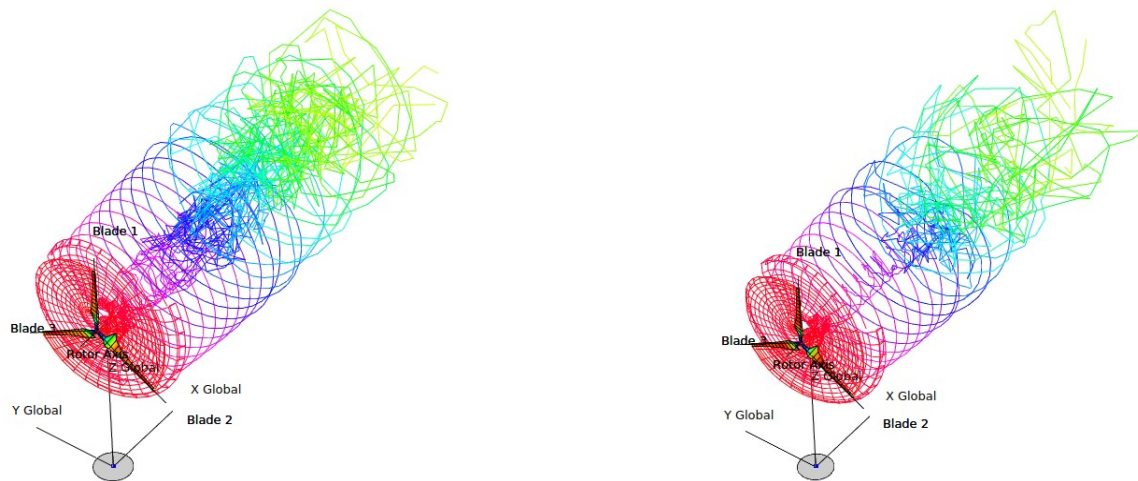


Fig. 77 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante soluzioni non di ottimo Blade 21 m - Betz - TSR 5 linearized +1 (a) e Blade 21 m - Betz - TSR 6 linearized +1 a 4 m/s (b). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota l'instabilità della scia.

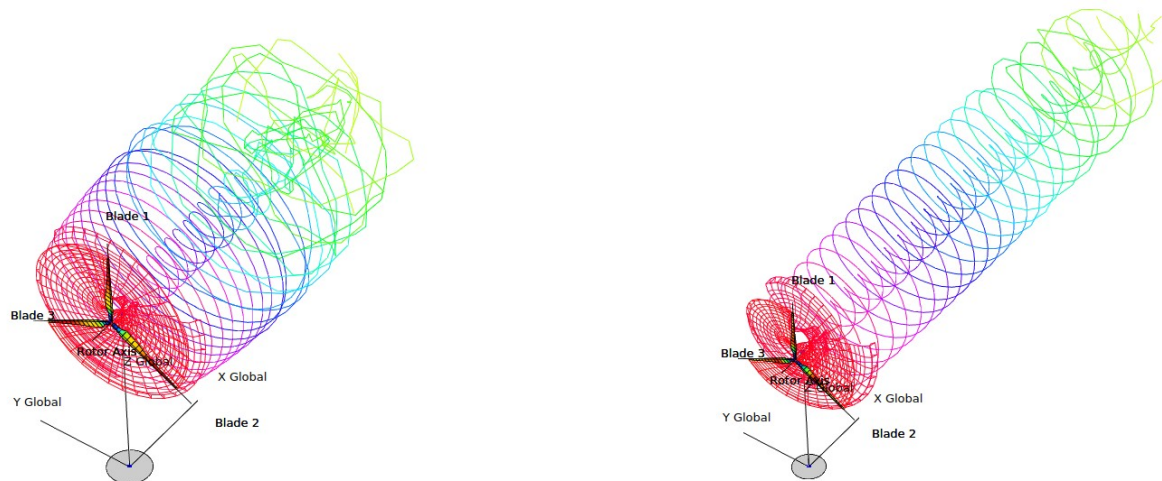


Fig. 78 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante soluzioni di ottimo Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 3 m/s (a) e 6 m/s (b) ex Fig. 72 a/b. Scostamento da punto di progetto con diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota la rottura precoce della scia rispetto al punto di progetto.

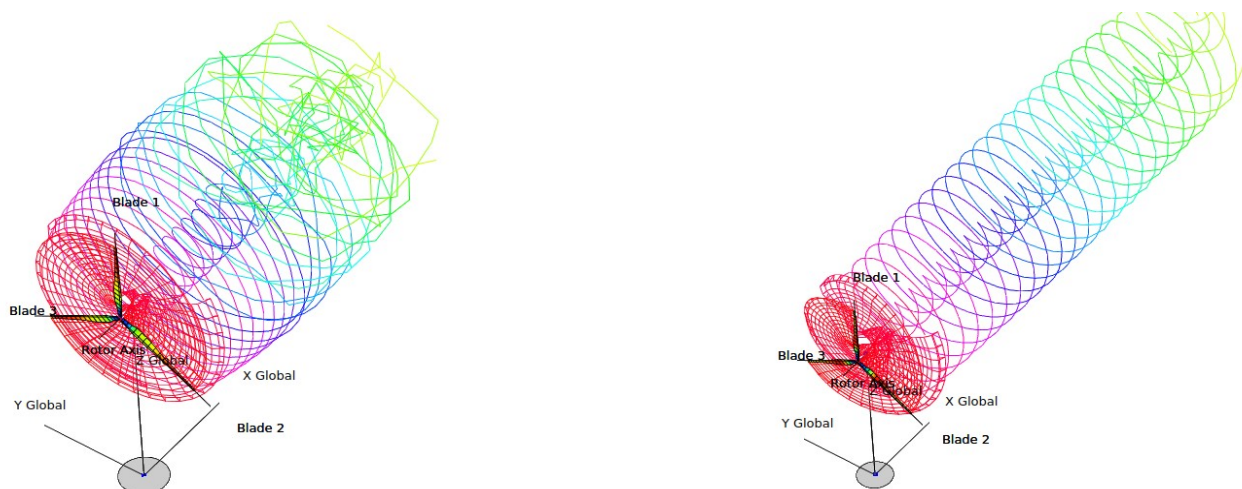


Fig. 79 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante soluzioni di ottimo Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 3 m/s (a) e 6 m/s (b) ex Fig. 73 a/b. Scostamento da punto di progetto con diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore fissa). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota la rottura precoce della scia rispetto al punto di progetto.

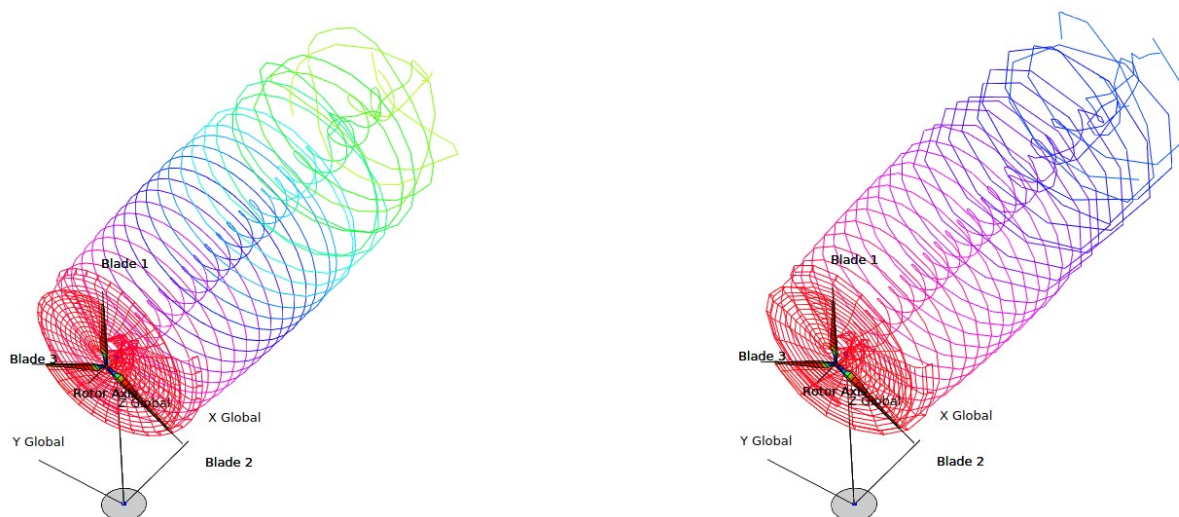


Fig. 80 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante soluzioni di ottimo Blade 21 m - Betz - TSR 8 linearized a 3 m/s (a) e 8 m/s (b) ex Fig. 75 a/b. Scostamento da punto di progetto con diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota la rottura precoce della scia rispetto al punto di progetto.

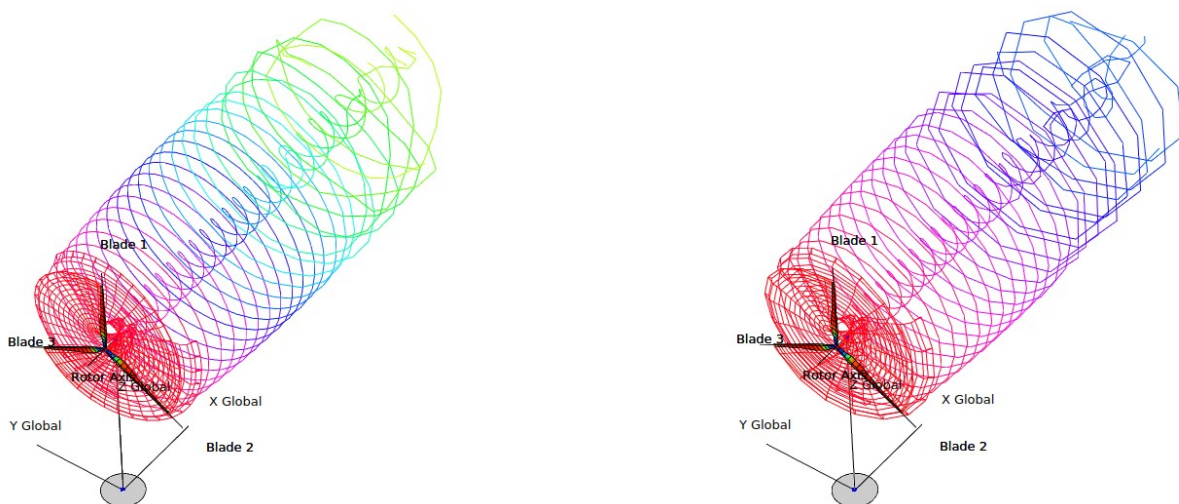


Fig. 81 a/b - Scia generata da turbina con rotore montante soluzioni di ottimo Blade 21 m - Schmitz - TSR 8 linearized a 3 m/s (a) e 8 m/s (b) ex Fig. 76 a/b. Scostamento da punto di progetto con diverse velocità di vento incidente (velocità del rotore variabile). Età temporale della vorticità (da rosso a verde). Si nota la rottura precoce della scia rispetto al punto di progetto.

3 CONCLUSIONI

Lo sviluppo di un rotore di turbina eolica ottimizzato per le condizioni di ventosità illustrate nella sezione “Progetto di impianto di dissalazione wind powered - isola dell'Asinara” ha permesso di studiare la geometria palare e le condizioni di funzionamento del rotore, per un sito caratterizzato da ventosità statisticamente analizzata con velocità media più probabile assoluta, a 50 m, pari a 4 m/s.

I risultati mostrano che è possibile realizzare pale della lunghezza di 21 m (quindi compatibili con il vincolo di un impatto ambientale visivo sul sito mantenuto il più ridotto possibile) che garantiscano l'erogazione, alle condizioni di bassa ventosità, di ca 25 kW per unità di wind turbine, e quindi di ca 100 kW, ottenibili con 4 unità, per la copertura delle esigenze di un sistema accoppiato di dissalazione dell'acqua marina.

Inoltre, l'ottimizzazione applicata al disegno delle pale, basandosi sulle predette caratteristiche statistiche della risorsa eolica modesta del sito in questione, ha permesso di progettare alcune soluzioni di rotor che, sfruttando una geometria particolarmente “spinta” della pala (non riscontrabile in turbine commerciali di analoga taglia, comunemente progettate e rese disponibili a catalogo del rispettivo produttore per velocità eoliche più elevate), funzionino al C_p massimo ottenibile in corrispondenza della velocità media più probabile assoluta disponibile, a 50 m, pari a 4 m/s. Tale condizione permette la massima estrazione di energia dal flusso del vento nel corso delle 8760 ore di funzionamento dell'anno.

Infine, l'eventualità di prevedere una velocità del rotore variabile tramite l'introduzione di regolatori di trasmissione a controllo elettronico – da valutare in termini economici (con approccio globale all'intero progetto) per macchine di così piccola taglia e in termini di efficacia nella velocità di risposta alle fluttuazioni del vento – permetterebbe il mantenimento del coefficiente di potenza C_p in prossimità del valore massimo anche per velocità eoliche lontane da quella di progetto di 4 m/s.

BIBLIOGRAFIA

- [1] BMU Kurzinfo Windenergie, 2010 (<http://www.erneuerbare-energien.de/inhalt/4642/>).
- [2] M. O. L. HANSEN, *Aerodynamics of Wind Turbines*, Earthscan, 2nd edition, London 2008.
- [3] I. PARASCHIVOIU, *Wind Turbine Design - With Emphasis on Darrieus Concept*, Presses Internationales Polytechnique, Canada, 2002.
- [4] A. DEPERROIS, *XFLR5 Analysis of foils and wings operating at low Reynolds numbers*, 2009 (<http://xflr5.sourceforge.net/xflr5.htm>).
- [5] M. DRELA, H. YOUNGREN, *XFOIL 6.94 User Guide*, MIT Aero & Astro, 2001.
- [6] B. MONTGOMERIE, *Methods for root effects, tip effects and extending the angle of attack range to +/-100deg, with application to aerodynamics for blades on wind turbines and propellers*, FOI Swedish Defence Research Agency, Scientific Report FOI-R-1035-SE, 2004.
- [7] L. A. VITERNA, R. D. CORRIGAN, *Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines*, NASA Lewis Research Center, Cleveland (Ohio) 1982.
- [8] P. J. VAN LANGEN, *Blade Optimization Tool User Manual*, ECN-C-06-006, 2006.
- [9] R. GASCH, J. TWELE, *Windkraftanlagen Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*, Teubner, Wiesbaden 2007.
- [10] H. GLAUERT, *Airplane propellers*, in DURAND, in "Aerodynamic Theory", Div. L. vol. IV, Dover Publisher 1963
- [11] W. Z. SHEN, R. MIKKELSEN, J. N. SORESENSEN, C. BAK, *Tip Loss Corrections for Wind Turbine Computations*, in "Wind Energy", 8 (2005), pp. 457-475.
- [12] H. SNEL, R. HOUWKING, J. PIERS, G. J. W. VAN BUSSEL, A. BRUINING, *Sectional Prediction of 3D effects for stalled flow on rotating blades and comparison with measurements*, in Proceedings "European Community Wind Energy Conference", Lübeck-Travenmünde (Germany), 8-12 March 1993, pp. 395-399
- [13] J. HERNANDEZ, A. CRESPO, *Aerodynamics Calculation of the Performance of Horizontal Axis Wind Turbines and Comparison with Experimental Results*, in "Wind Engineering", 11, 4 (1987), pp. 177-187.
- [14] J. JONKMAN, *NWTC Computer-Aided Engineering Tools (FAST)*, (<http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/fast/>).
- [15] J. JONKMAN, M. BUHL, *FAST User's Guide*, Technical Report, NREL/EL-500-38230, 2005.
- [16] D. J. LAINO, *NWTC Computer-Aided Engineering Tools (AeroDyn)*, (<http://wind.nrel.gov/designcodes/simulators/aerodyn/>).
- [17] D. MARTEN, M. LENNIE, G. PECHLIVANOGLU, C. N. NAYERI, C. O. PASCHEREIT, *Implementation, Optimization and Validation of a Nonlinear Lifting Line Free Vortex Wake Module Within the Wind Turbine Simulation Code QBlade*, in Proceedings "ASME Turbo Expo 2015", GT2015-43265, 2015.
- [18] J. G. SCHEPERS, K. BOORSMA T. CHO, S. GOMEZ-IRADI, P. SCHAFFARCZYK, A. JEROMIN, W. Z. SHEN, T. LUTZ, K. MEISTER, B. STOEVE SANDT, S. SCHRECK, D. MICALLEF, R. PEREIRA, T. SANT, H. A. MADSEN, N. SØRENSEN, *Final report of IEA Task 29, Mexnext (Phase 1), Analysis of Mexico wind tunnel measurements*, ECN-E-12-004, Energy Research Center of the Netherlands, 2012.

- [19] J. G. SCHEPERS, K. BOORSMA, X. MUNDUATE, *Final results from the Mexnext-I: Analysis of detailed aerodynamic measurements on a 4.5m diameter rotor placed in the large German Dutch Wind Tunnel DNW*, in Proceedings “The Science of Making Torque from Wind”, Oldenburg (Germany), 9-11 October 2012.
- [20] H. SNEL, G. SCHEPERS, N. SICCAMA, *Mexico Project: the database and results of data processing and interpretation*, 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2009, pp. 1-12.
- [21] D. SIMMS, S. SCHRECK, M. HAND, L. J. FINGERSH, *NREL Unsteady Aerodynamics Experiment in the NASA-Ames Wind Tunnel: A Comparison of Predictions to Measurements NREL Unsteady Aerodynamics Experiment in the NASA-Ames Wind Tunnel : A Comparison of Predictions to Measurements*, NREL/TP-500-29494, 2001.
- [22] B. R. RESOR, *Definition of a 5MW/61.5m Wind Turbine Blade Reference Model*, SANDIA REPORT, SAND2013-2569, Unlimited Release, April 2013.
- [23] J. JONKMAN, S. BUTTERFIELD, W. MUSIAL, G. SCOTT, *Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development*, Technical report, NREL/TP-500-38060, February 2009.
- [24] J. XU , Z. HAN , X. YAN, W. SONG, *Design Optimization of a Multi-Megawatt Wind Turbine Blade with the NPU-MWA Airfoil Family*, in “Energies”, 12 (2019), 3330.
- [25] M. DICKERA, B. KOSASIH, *large wind turbine structural load control: trailing edge deformation mechanism for active variable- camber blade*, in “Wind Engineering”, 38, 4 (2014), pp. 425-440.
- [26] E. HAU, *Wind Turbines, Fundamentals, Technologies, Application, Economics*, 2nd edition, Springer, Berlin (Germany) 2006.
- [27] B. MONTGOMERIE, *Methods for Root Effects, Tip Effects and Extending the Angle of Attack Range to +-100 deg, with an application to Aerodynamics for blades on wind turbines and Propellers*, FOI Swedish Defence Research Agency, Scientific Report FOI-R-1035-SE, 2004.

LNG (LIQUEFIED NATURAL GAS)

1 La tecnologia LNG

Il Liquefied Natural Gas (LNG), it. GNL (Gas Naturale Liquido), si ottiene attraverso un processo di liquefazione che riduce il volume del gas naturale (GN) in condizioni standard di ca 600 volte, trasformandolo in un liquido che deve essere mantenuto alla temperatura di ca -160 °C entro contenitori criogenici.

Viene trasportato, per mezzo di navi metaniere dotate di serbatoi criogenici, lungo le rotte marittime internazionali, dagli impianti di liquefazione, localizzati presso le aree estrattive, agli impianti di stoccaggio dei terminali di rigassificazione.

Nei punti di stoccaggio costieri, in presenza delle necessarie dotazioni infrastrutturali, avviene il rifornimento di mezzi di trasporto terrestre pesanti per lunghe distanze (autocisterne) che consentono la fornitura di utenze *off-grid* (utenze industriali, reti locali di distribuzione del gas e stazioni di rifornimento per mezzi alimentati a gas naturale compresso) o trasportano il combustibile presso le stazioni intermedie di rifornimento.

I terminali costieri possono altresì fornire, direttamente o per mezzo di autocisterne attrezzate, imbarcazioni alimentate da LNG (bunkeraggio o rifornimento per navigazione interna o internazionale): l'LNG, in questo caso, costituisce un combustibile alternativo al gasolio o all'olio combustibile. Nel caso poi di terminali *off shore*, il primo anello della catena logistica è un punto di carico per una nave cisterna che andrà a rifornire uno stoccaggio intermedio costiero.

L'uso dell'LNG ha il maggior sviluppo mondiale come combustibile per la navigazione nel Nord America (Stati Uniti e Canada), per effetto delle limitazioni al contenuto di zolfo del combustibile previste nelle Emission Control Area (ECA); la Cina, invece, ha la maggior diffusione mondiale dell'LNG come combustibile per il trasporto terrestre pesante.

In Europa, la Spagna è il Paese con il maggior numero di terminali e dotazione di servizi, seguita da Francia, Belgio, Portogallo, Olanda.

Approdi attrezzati (in numero di 26) che consentono il bunkeraggio dell'LNG tramite autocisterne o prelievo diretto dagli stoccaggi costieri, sono localizzati, per più di due terzi, in Norvegia (il Paese è grande produttore di gas naturale proveniente da campi estrattivi del Mare del Nord e ha una flotta importante di traghetti, cargo e navi cisterna alimentati a LNG); gli altri approdi sono distribuiti in Olanda, Germania, Svezia, Belgio e Italia.

Stazioni di rifornimento per mezzi di trasporto stradale alimentati a LNG (con 72 impianti) sono presenti in 12 Paesi: Spagna, con il maggior numero, quindi Gran Bretagna, Olanda, Svezia, Norvegia, Belgio, Francia, Finlandia, Svizzera, Portogallo, Italia ed Estonia.

Nella filiera distributiva di impianti di LNG (Tab. 1), molto diffusi sono gli stoccaggi satellite a servizio di utenze di gas naturale per i diversi usi finali (dotati, oltre che del serbatoio criogenico, di vaporizzatore), in contesti di assenza della rete (circa un migliaio in Europa) [1-6].

La filiera distributiva appare concretamente sviluppata nei paesi in cui è più sviluppato il trasporto marittimo sulle principali rotte transoceaniche del commercio a livello mondiale e a consolidata vocazione trasportistica portuale (Olanda, Belgio), ha subito un rapido incremento in paesi quali Spagna e Francia, che sono stati pronti a vedere nell'LNG una potenziale risorsa per il futuro, rimane ancora in fase embrionale in paesi quali l'Italia, le cui iniziative permangono limitate e condizionate da una sostanziale assenza di politiche energetiche di lungo termine valutate e attuate a livello governativo centrale.

Tab. 1 - Servizi per la catena logistica del LNG presso i terminali di rigassificazione nell'UE (aprile 2015)

Infrastrutture di carico mezzi per la distribuzione del LNG presso terminali di rigassificazione							
	Terminali	Carico navi cisterna per distribuzione LNG	Dimensione minima nave (m ³ LNG)	Capacità (m ³ /h LNG)	Carico autocist. per distribuzione LNG)	Capacità (m ³ /h LNG)	Carico vagoni cisterna per distribuzione LNG
Belgio	Zeebrugge	X	7 000	5 000	X	75	
		(Dal 2015)	2 000	-			
Francia	Fos Tonkin	X	5 000	1 000	X	1 x 100	
	Montoir	X	20 000	4 000	X (in studio)	1 x 100 (3 x 100)	
	Fos Cavaou	X	15 000	4 000	In studio		
Grecia	Revythoussa	Previsto a medio termine					
Italia	Panigaglia	In studio			In studio		
	Toscana	In studio					
	Off-Shore						
	Rovigo						
Portogallo	Sines				X	2 x 50 1 x 75	
Spagna	Barcellona	In costruzione			X	3 x 91	
	Cartagena	In studio			X	3 x 91	In studio
	Huelva	In studio			X	3 x 91	
	Bilbao				X	2 x 27	
	Sagunto				X	3 x 91	
	Mugardos	X	7 500	2 000	X	2 x 75	
Olanda	Gate	X	5 000	3 000	X	1 x 100	In studio
Gran Bretagna	South Hook						
	Grain	Studio completato			(In costruzione)	(2 x 80)	
	Dragon						

Fonte: elaborazione REF-E su dati GIE [6]

2 Il GNL in Italia

Per quanto riguarda le infrastrutture della filiera del *downstream* e degli usi finali del Liquefied Natural Gas in Italia, GNL (Gas Naturale Liquido), occorre rilevare che nessuno dei tre terminali di rigassificazione operativi offre attualmente servizi di fornitura del GNL, né sono presenti stoccaggi intermedi costieri di GNL. C'è da dire, inoltre, che due di questi, l'Adriatic LNG e il FSRU Toscana, sono localizzati a mare e non possono essere attrezzati per il carico delle autocisterne.

Sono però in corso iniziative (studi di fattibilità) per attrezzare i terminali esistenti, o per la realizzazione di stoccaggi costieri intermedi, evidenziati nella tabella che segue [6].

Va sottolineata la sostanziale differenza tra il potenziale insediamento di un *terminale di rigassificazione* (Tab. 3), finalizzato all'approdo e allo scarico di metaniere intercontinentali LNG, per la successiva rigassificazione del gas e l'immissione nella rete nazionale (oltre che di un uso specifico dell'LNG stesso), e quello di uno *stoccaggio costiero intermedio* (Tabb. 4-5), finalizzato all'immagazzinamento dell'LNG, per un uso specifico (es. trasporti terrestri o marittimi) o per il suo successivo reinstradamento verso altri depositi o rigassificatori (cfr. Tabb. 2-5).

Tab. 2 - Infrastrutture per la distribuzione del GNL

Terminali rigassificazione	Società	Localizzazione	Carico navi cisterna per distribuzione GNL	Carico autocisterne per distribuzione GNL	Stoccaggio dedicato
Panigaglia	GNL Italia S.p.A. (Gruppo SNAM)	A terra. Panigaglia, La Spezia (accesso stradale limitato)	In studio	In studio	
FSRU Toscana	OLT Offshore LNG Toscana S.p.A.	A mare. Al largo della costa di Livorno	In progettazione	Non fattibile	
Adriatic LNG	Terminale GNL Adriatico Srl	A mare. Al largo di Porto Levante (Rovigo)		Non fattibile	
Stoccaggi costieri intermedi	Società	Localizzazione	Carico navi cisterna per distribuzione GNL	Carico autocisterne per distribuzione GNL	Stoccaggio dedicato
Livorno	Costiero Gas Livorno S.p.A.	Area portuale di Livorno	In progettazione	In progettazione	In progettazione
Oristano	Higas S.r.l.	Area portuale di Oristano	Depositare richieste di autorizzazione	Depositare richieste di autorizzazione	Depositare richieste di autorizzazione
Oristano	IVI Petroliera S.p.A.	Area portuale di Oristano	Depositare richieste di autorizzazione	Depositare richieste di autorizzazione	Depositare richieste di autorizzazione
Porto Torres	Consorzio industriale provinciale Sassari	Area portuale di Porto Torres	In progettazione	In progettazione	In progettazione
Porto Marghera	Eni S.p.A.	Area portuale di Porto Marghera	In progettazione	In progettazione	In progettazione

Fonte: elaborazione REF-E [6]

Tab. 3 - Terminali di rigassificazione italiani

Terminali di rigassificazione	Società	Localizzazione	Carico navi cisterna per distribuzione GNL	Carico autocisterne per distribuzione GNL
Panigaglia	GNL Italia S.p.A. (Gruppo SNAM)	A terra. Panigaglia, La Spezia	Affidato studio di fattibilità, atteso per inizio 2017	Affidato studio di fattibilità, atteso per inizio 2017
FSRU Toscana	OLT Offshore LNG Toscana S.p.A.	A mare. Al largo della costa di Livorno	Studio di fattibilità preliminare concluso nel 2015. Progettazione di dettaglio in corso, attesa per il 2017	
Adriatic LNG	Terminale GNL Adriatico Srl	A mare. al largo di Porto Levante (Rovigo)	Studio tecnico di fattibilità preliminare concluso nel 2015	

Fonte: elaborazione REF-E [6]

Tab. 4 - Iniziative per depositi costieri (al 31 dicembre 2017)

Località	Società	Stato procedure autorizzative	Capacità stoccaggio (m ³)	Punti di carico per autocisterne	Punti di carico per vagoni cisterne	Punti di carico bettoline o navi cisterne
Ravenna	Petrolifera italo-rumena (P.I.R.) S.p.A.	Procedura autorizzativa attivata presso il MSE, NOF rilasciato e procedura di VIA in corso presso la regione	20000	6	.	1
Livorno	Newco (Costiero Gas Livorno S.p.A./ Neri S.p.A./ SIGL-Vulcangas)	Richiesta conformità del progetto al PRP alla A.d.S.	9000	2	2	1
Oristano	Higas S.r.l.	Autorizzato con DD MSE il 17/01/2017 (operatività attesa per il I sem. 2019)	9000	2	.	1
Oristano	IVI Petrolifera S.p.A.	Procedura autorizzativa attivata presso il MSE. Procedura di VIA in corso presso la regione	9000	2	.	1
Oristano	Edison S.p.A.	Procedura autorizzativa in corso presso il MSE, VIA rilasciata, NOF rilasciato e intesa regionale rilasciata	12000	4	.	1
Cagliari	ISGAS ENERGIT Multiutilities S.p.A	Procedura autorizzativa attivata presso il MSE. Procedura di VIA in corso presso il MATTM	22000	2	.	1
Porto Torres	Consorzio industriale provinciale Sassari	Richiesta concessione di area all'A.d.S.	10000	1	.	1

Fonte: elaborazione REF-E [6]

Tab. 5 - Depositi satellite di GNL e servizio di impianti di distribuzione di GNL e GNC per autotrazione

Tipo di impianto	Gestore	Regione	Provincia	Comune	Anno
Impianto pubblico	Concessionaria ENI	Emilia Romagna	Piacenza	Piacenza	2014
Impianto pubblico	F.lli Ratti	Piemonte	Alessandria	Novi Ligure	2015
Impianto pubblico	VGE Carburanti	Emilia Romagna	Bologna	Castel San Pietro Terme	2016
Impianto pubblico	Metano Senigallia S.r.l.	Marche	Macerata	Corridonia	2016
Impianto pubblico*	Meganetti	Lombardia	Como	Gera Lario	2016
Impianto pubblico	Concessionaria ENI	Toscana	Pisa	Pontedera	2016
Impianto pubblico	Concessionaria ENI	Piemonte	Cuneo	Villa Falletto	2017
Impianto pubblico	Liquimet	Veneto	Padova	Padova	2017
Impianto pubblico	Vulcangas	Emilia Romagna	Rimini-Cesena	Rimini	2017
Impianto pubblico	Iper Carburanti	Emilia Romagna	Parma	Noceto	2017
Impianto pubblico	Gibertini Petroli	Emilia Romagna	Modena	Modena	2017
Impianto pubblico	AF Petroli	Veneto	Padova	Saonara	2017
Impianto pubblico	B-Petrol	Veneto	Verona	Villafranca di Verona	2017
Impianto pubblico	Brixia	Emilia Romagna	Piacenza	Fiorenzuola d'Arda	2017
Impianto pubblico	Bianco Petroli	Puglia	Brindisi	Mesagne	2017

* Impianto solo GNL aperto per mezzi convenzionati

Fonte: elaborazione REF-E [6]

Per quanto riguarda il trasporto marittimo attualmente non sono presenti navi a propulsione GNL; ma, per quanto riguarda il trasporto terrestre, è in funzione una stazione di rifornimento di GNL a Piacenza, per un numero limitato di mezzi pesanti circolanti.

Gli stoccaggi satellite di GNL, con annesso impianto di rigassificazione, a servizio di impianti di distribuzione di CNG per autotrazione (impianti L-CNG), risultano essere 8 (nel 2015); gli stoccaggi satellite di GNL con annesso impianto di rigassificazione a servizio di utenze finali *off-grid* risultano essere 14, di cui 13 utenze industriali localizzate nelle regioni settentrionali e una localizzata in Sardegna (Tab. 6). Le utenze di GNL sono rifornite a mezzo autocisterne, caricate per lo più presso i terminali spagnoli o francesi presenti nel Mediterraneo [6].

Tab. 6 - Stoccaggi satellite di GNL a servizio di utenze industriali

Impresa	Regione	Provincia	Comune	Anno	Fornitore
Acqua Minerale di Calizzano	Liguria	Savona	Calizzano	2015	Liquigas
Ferrero Mangimi S.p.A.	Piemonte	Cuneo	Farigliano	2015	Liquigas
Frascheri S.p.A. (Centrale del Norda S.p.A. (Acque minerali)	Liguria	Savona	Bardinetto	2014	Liquigas
Speziali s.r.l (Macchine agricole)	Emilia Romagna	Parma	Bedonia	2014	Liquigas
Forno Bonomi S.p.A	Emilia Romagna	Mantova	Roncoferraro	2015	Liquigas
Craver s.r.l. (recupero scarti lapidei)	Veneto	Verona	Roverè Veronese	2014	Liquigas
Levissima (Acque minerali)	Veneto	Verona	S. Martino di buonalbergo	2014	Liquigas
VIS s.r.l. (Prodotti)	Lombardia	Sondrio	Cepina Valdisotto	2014	Liquigas
Mario Costa S.p.A. (Caseificio)	Lombardia	Sondrio	Lovero	2015	Liquigas
Coop. ARBOREA (Centrale del Trade Broker	Piemonte	Novara	Casalino	2014	Liquigas
(Pressofusione alluminio)	Sardegna	Oristano	Arborea	2014	Polargas
Lavarent S.r.l. (Lavanderia industriale)	Lombardia	Cremona	Casalbuttano	2014	Ham Italia
Rete di distribuzione locale (Gestita da I.E.M. Spa)	Trentino Alto Adige	Bolzano	Sarentino	2014	Ham Italia
	Trentino Alto Adige	Trento	Mezzana (Loc. Marilleva1400)	2014	Ham Italia

Fonte: elaborazione REF-E [6]

Per gli impianti di stoccaggio del GNL, il quadro normativo sotto il profilo dei regimi autorizzativi è oggi costituito in Italia dalla normativa in materia di rischio industriale, che ricade nella categoria degli impianti di stoccaggio di idrocarburi liquidi (oli minerali e GPL), disciplinati dalla L. 239/2004 e s.m.i. e dal D.L. 5/2012 e s.m.i. Per piccoli depositi a servizio di stazioni di rifornimento o utenze di gas naturale *off-grid* mancano riferimenti normativi specifici, con riguardo in particolare al regime autorizzativo per l'installazione e l'esercizio degli impianti.

Tale quadro normativo è fonte di incertezza per gli operatori e inadeguato per gli scenari di sviluppo della catena logistica per la distribuzione del GNL.

3 Il GNL in Sardegna

In base agli ultimi bilanci energetici regionali resi disponibili dall'Enea, in Sardegna si evidenzia (Fig. 1) l'assenza del gas naturale e un ruolo preponderante hanno attualmente i prodotti petroliferi (gasolio, benzina, GPL, olio combustibile, complessivamente rappresentanti il 65% del fabbisogno) soprattutto per i trasporti, e, in ambito domestico, l'energia elettrica (rappresentante il 24%) e la biomassa (rappresentante l'11%).

Per la metanizzazione della Sardegna, la Regione, abbandonato il progetto GALSI (che prevedeva il collegamento con il metanodotto proveniente dall'Algeria), ha approvato le linee di indirizzo per il nuovo piano energetico ambientale [11], confermando gli indirizzi contenuti nella nuova Strategia Energetica Nazionale. È previsto il trasporto del metano in forma liquida (GNL) per mezzo di navi metaniere di piccola-media taglia, che si approvvigioneranno presso i grandi terminali di importazione per consegnarlo agli stoccaggi costieri sardi.

Sono state ipotizzate:

- 1) la realizzazione di un rigassificatore di piccola taglia (0,5-1 miliardi di m³/anno), localizzato presso i porti industriali di Sarroch e Porto Torres;
- 2) la realizzazione di depositi costieri di piccola media dimensione (5-10000 m³), localizzati presso i porti industriali di Sarroch e Porto Torres, Porto Vesme, Oristano, Olbia e Arbatax;
- 3) un'azione coordinata con il Governo nazionale per il sostegno finanziario riservato a tali opere, la definizione di un quadro normativo in ordine alle procedure autorizzative, l'impegno all'individuazione nell'isola di uno o più porti HUB GNL per il rifornimento di mezzi navali [6].

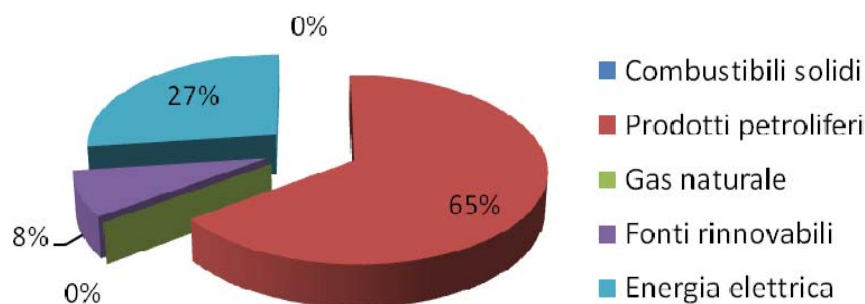


Fig. 1 - Consumi finali di energia per fonte. Sardegna anno 2012.

Fonte: elaborazione REF-E su dati ENEA, TERNA e ISTAT [6]

Il Patto per lo Sviluppo sottoscritto dalla Regione con il Governo nel luglio 2016 stabilisce per la metanizzazione della Sardegna condizioni di sicurezza e di prezzo analoghe a quelle del resto del Paese, realizzazione della rete dorsale di trasporto e adeguamento dell'Accordo di Programma Quadro (APQ) Metano con risorse previste in 1,5 miliardi di euro. A gennaio 2018 risulta che iniziative infrastrutturali abbiano avviato le procedure autorizzative relative a due progetti per la realizzazione della rete dorsale di trasporto del gas naturale e cinque progetti di depositi costieri per lo stoccaggio del GNL, di cui uno con impianto di rigassificazione [12].

4 LNG e le politiche energetiche e ambientali

Lo sviluppo dell'LNG come combustibile nel settore trasporti – ai fini degli obiettivi di sicurezza e diversificazione degli approvvigionamenti e in vista di un piano per la decarbonizzazione nel settore trasporti stesso – è una delle priorità delle politiche energetiche e ambientali dell'UE, coerente con quanto previsto dalla direttiva 2014/94/UE per i combustibili alternativi (definiti come “i combustibili o le fonti di potenza che possono sostituire almeno in parte le fonti di petrolio fossile nella fornitura di energia per il trasporto e che possono contribuire alla sua decarbonizzazione e al miglioramento delle prestazioni ambientali del settore dei trasporti” e rappresentati specificamente da energia elettrica, idrogeno, biocarburanti, gas naturale nella forma gassosa e liquida (CNG e LNG), gas di petrolio liquefatto (GPL)) [7].

La direttiva 2012/33/UE [8] prevede per ciascun Paese membro l'adozione di un “quadro strategico nazionale” per lo sviluppo del mercato dei combustibili alternativi e, nel caso dell'LNG (in grado di consentire alle navi di soddisfare i requisiti di riduzione del contenuto di zolfo nelle zone di controllo delle emissioni), la realizzazione, entro il 31 dicembre 2025, di infrastrutture (terminali, stoccaggi, approdi attrezzati per autocisterne e navi cisterna), nell'ambito della rete centrale TEN-T (Trans European Network - Transport).

Lo zolfo, presente nei prodotti petroliferi, è riconosciuto – si scrive in un passaggio – “come fonte principale delle emissioni di anidride solforosa, una delle principali cause delle “piogge acide” e dell'inquinamento atmosferico: la riduzione del tenore di zolfo è necessaria, considerando che l'acidificazione e l'anidride solforosa atmosferica danneggiano gli ecosistemi sensibili, riducono la biodiversità e il valore paesaggistico, ed hanno inoltre un impatto negativo sulle coltivazioni e sulla crescita forestale; che la “pioggia acida” sulle città può causare danni rilevanti agli edifici e al patrimonio architettonico, che l'inquinamento dovuto all'anidride solforosa può anche avere una notevole incidenza sulla salute umana, soprattutto per le fasce della popolazione che soffrono di malattie respiratorie”.

Per quanto riguarda il trasporto su strada, l'uso dell'LNG viene considerato tecnologia in grado di consentire ai veicoli pesanti di rispettare i limiti in materia di emissioni previsti dalle norme Euro VI, di cui al regolamento CE 595/2009 [9]. Al processo di diffusione del Liquefied Natural Gas come combustibile alternativo concorre peraltro la disciplina UE in materia di aiuti di Stato a finalità ambientale [10], già utilizzata in Finlandia per misure di aiuto alla conversione di imbarcazioni che devono rispettare gli standard previsti nelle aree di controllo delle emissioni di SO_x (SECA) nel Mar Baltico e nel Mare del Nord, ed estensibile ad altri Paesi.

In Italia, un gruppo di lavoro coordinato dal MISE (Ministero dello Sviluppo Economico), in recepimento della direttiva sui combustibili alternativi, ha prodotto nel giugno 2015 un documento di consultazione per la Strategia Nazionale sul GNL, che affronta le principali tematiche (tecnologie e normative esistenti in altri Stati membri UE; approvvigionamento e stoccaggi; trasporto pesante su terra; usi industriali, civile e trasporto leggero (CNG); trasporto navale; sicurezza dello stoccaggio e distribuzione; accettabilità sociale e divulgazione; stime dei costi; autorizzazioni) senza formulare precisi obiettivi di sviluppo e misure specifiche per il loro conseguimento, fornendo però indicazioni sia di scenari-obiettivo sia di penetrazione del GNL nei diversi settori *target*, con stime di sviluppo dal 10% al 20% entro il 2030.

5 Competitività economica dell'LNG

I consumi di energia nel settore dei trasporti marittimi – bunkeraggio (*bunkering*) – sono costituiti quasi esclusivamente da prodotti petroliferi, i cui prezzi sono correlati a quello del petrolio. Il combustibile più utilizzato per le forniture di *bunker* è l'olio combustibile ATZ (alto tenore di zolfo: contenuto massimo previsto dalle normative vigenti 3,5%), per un quarto l'olio combustibile BTZ (basso tenore di zolfo: 1%), per circa un quinto il gasolio (0,1%), il prodotto per bunkeraggio più pulito e costoso che consente il rispetto degli standard ambientali previsti nelle aree SECA.

Il mercato dell'LNG (concentrato per il 70% in Asia e solo per il 20% in Europa) ha prezzi indicizzati sull'andamento dei prodotti petroliferi (Figg. 2-3). In Italia, non essendo stato ancora introdotto l'uso del GNL come combustibile per il trasporto marittimo, riferimenti di prezzo possono essere ricavati dal confronto con il prezzo di acquisto presso i terminali europei dell'area mediterranea e del Portogallo: la competitività risulta da un livello che oscilla tra il 60% e il 70% di quello del gasolio marino [6].

Anche l'analisi di competitività economica degli usi finali dell'LNG nel trasporto stradale pesante e nelle attività industriali in aree *off-grid* dà risultati positivi (costi inferiori) nei confronti del gasolio per autotrazione, dell'olio combustibile BTZ fluido per uso industriale, dell'olio combustibile denso BTZ, del GPL per usi industriali (prodotti petroliferi oggi utilizzati, che costituiscono circa l'11% dei consumi di energia in Italia).

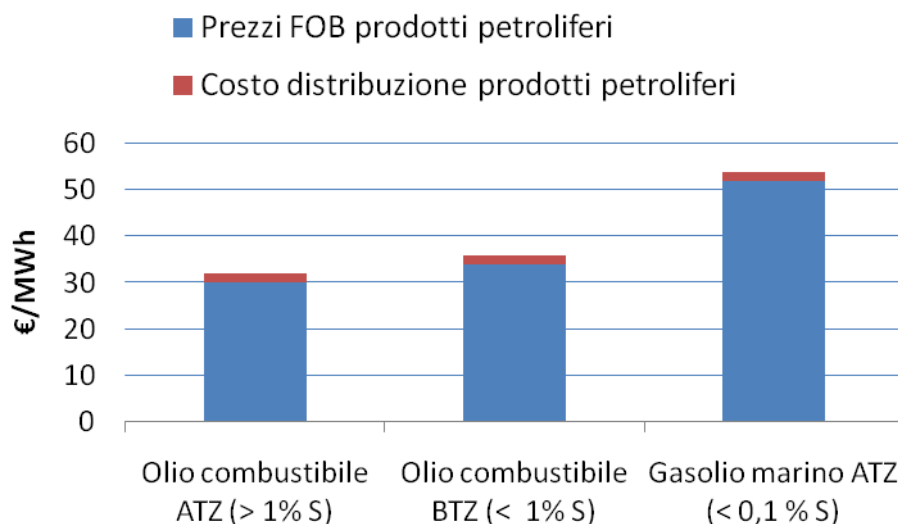


Fig. 2 – Prezzi normalizzati dei combustibili per il bunkeraggio - Area Mediterraneo, maggio 2015.
Fonte: elaborazione REF-E su dati Bunkerworld e DMA [6]

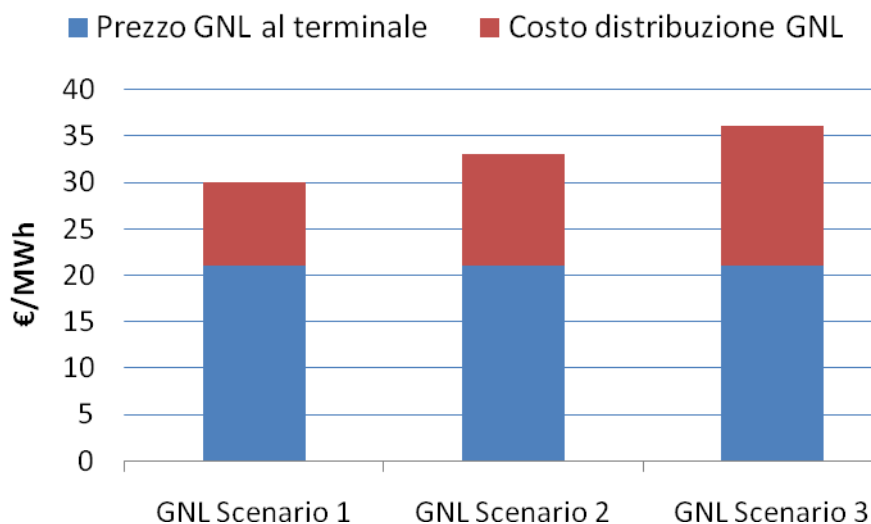


Fig. 3 - Scenari di prezzo per il bunkeraggio di GNL - Area Mediterraneo, maggio 2015.
Fonte: elaborazione REF-E su dati su dati Bunkerworld e DMA [6]

6 Conclusioni sull'uso finale dell'LNG

A conclusione, è possibile sostenere che lo sviluppo dell'uso dell'LNG – combustibile privo di zolfo, la cui semplicità molecolare consente una combustione pulita con ridottissimi residui solidi – riveste un ruolo importante nel raggiungimento di obiettivi della politica ambientale intesa alla salvaguardia della qualità dell'aria e alla riduzione delle emissioni di gas climalteranti previsti dalla Convenzione MARPOL.

La penetrazione dell'LNG nei settori del trasporto terrestre e marittimo ed in quello delle utenze industriali e civili – maggiore nei Paesi dove l'interesse per le problematiche ambientali ha favorito politiche incentivanti e facilitato iter autorizzativi – può realizzare una progressiva sostituzione di prodotti energetici dall'impatto ambientale più consistente.

L'allegato VI della Convenzione MARPOL, per la riduzione dell'inquinamento atmosferico causato dalle imbarcazioni, fissa i limiti di emissioni di ossidi zolfo e azoto nelle aree di controllo SECA (realtà costiere del Mar Baltico, del Canale d'Inghilterra e di buona parte del Mare del Nord).

Nell'ordinamento dell'UE i contenuti dell'Allegato VI della Convenzione MARPOL (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) e i suoi successivi aggiornamenti sono stati recepiti, come già ricordato, con le direttive 2005/33/CE e 2012/33/UE, che nel tempo hanno modificato e integrato la direttiva 1999/32/CE [8].

Attualmente, i limiti previsti per il tenore di zolfo dei combustibili marittimi nei mari dell'UE sono del 3,5% fino al 30 giugno 2020, dello 0,5% dal primo luglio (per le aree SECA il limite è invece dello 0,1%.); inoltre è stabilito un limite del tenore di zolfo del 1,5% per le navi passeggeri che effettuano servizi di linea, e uno dello 0,1% per le navi all'ormeggio.

In Italia le norme UE sono state recepite nel D.Lgs. n. 152/2006 e s.m.i., subordinando l'applicazione del limite dello 0,1% all'applicazione di analoghi limiti da parte degli Stati dell'Unione europea prospicienti le stesse zone di mare.

Per i mezzi di trasporto stradale pesante, la normativa europea, che prevede determinati standard tecnologici (totale eliminazione del piombo, forte riduzione delle emissioni di SO_x , limiti di emissione per il particolato e gli ossidi di azoto), è oggi disciplinata dalla direttiva 2007/46/CE e s.m.i. [13] e in particolare dal regolamento CE 595/2009 e s.m.i. L'uso dell'LNG permetterebbe – stando alle dichiarazioni dei costruttori di veicoli in commercio alimentati con tale fonte energetica – emissioni inferiori del 50% per gli NO_x e del 20% per il particolato rispetto a mezzi alimentati a diesel, contribuendo in modo significativo alla salvaguardia dell'ambiente [6].

A questo proposito, l'UE ha avvertito anche la necessità di introdurre un sistema di monitoraggio delle emissioni di anidride carbonica generate dal trasporto marittimo [14]. Riduzioni apprezzabili delle emissioni di CO_2 (20-25%) si hanno con l'uso dell'LNG anziché di prodotti petroliferi, pur tenendo conto delle perdite di metano (a sua volta climalterante, con effetti 21 volte quelli di della CO_2) connesse alla filiera; ma anche riduzione quasi a zero delle emissioni di ossido di zolfo (SO_x) e riduzione fino all'80% delle emissioni di ossido di azoto (NO_x).

Uno studio recente dell'ICCT (The International Council on Clean Transportation) [15] ha analizzato l'impatto in termini di emissioni climalteranti nell'uso dell'LNG come combustibile marittimo e ne è risultato un beneficio netto di riduzione delle emissioni climalteranti compreso tra il 13 e il 18%.

BIBLIOGRAFIA

- [1] C. ALIMENTI, *Trasporto di gas naturale via mare*, in *Enciclopedia degli idrocarburi*, vol. 1 - *Esplorazione, produzione e trasporto*, Istituto della Enciclopedia italiana, 2005, pp. 855-878.
- [2] *Liquefied Natural Gas: Reliable innovation for the entire LNG value chain*, GE Oil & Gas.
- [3] *Liquefied Natural Gas: Understanding the basic facts*, U.S. Department of Energy - Office of Fossil Energy, August 2005.
- [4] *The LNG industry*, International Group of Liquefied Natural Gas Importers, 2008.
- [5] P. W. PARFOMAK, A. VANN, *Liquefied Natural Gas (LNG) Import Terminals: Siting, Safety, and Regulation*, CRS Report for Congress, Congressional Research Service, 14 December 2009.
- [6] *La filiera degli usi finali del GNL*, REF-E, Working Paper n. 12, luglio 2015.
- [7] Dir. 2014/94/UE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 22 ottobre 2014: *Realizzazione di un'infrastruttura per i combustibili alternativi* (Testo rilevante ai fini del SEE), in G.U.U.E. 28/10/2014, L. 307/1.
- [8] Dir. 2012/33/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 21 novembre 2012: *Modifica della direttiva 1999/32/CE del Consiglio relativa al tenore di zolfo dei combustibili per uso marittimo*, in G.U.U.E. 27/11/2012., L. 327/1.
- [9] Reg. (CE) n. 595/2009 del Parlamento europeo e del Consiglio del 18 giugno 2009: *Omologazione dei veicoli a motore e dei motori riguardo alle emissioni dei veicoli pesanti (euro VI) e all'accesso alle informazioni relative alla riparazione e alla manutenzione del veicolo e che modifica il regolamento (CE) n. 715/2007 e la direttiva 2007/46/CE e che abroga le direttive 80/1269/CEE, 2005/55/CE e 2005/78/CE*, in G.U.U.E. 18/7/2009, L. 188/1.
- [10] Reg. (UE) n. 651/2014 della Commissione del 17 giugno 2014: *Categorie di aiuti compatibili con il mercato interno in applicazione degli articoli 107 e 108 del trattato*, in G.U.U.E. 26/05/2014, L. 187/1.
- [11] Delib. della Giunta Regionale della Sardegna del 21 luglio 2015 n. 37/21: *Piano Energetico Ambientale Regionale: Linee di Indirizzo Strategico - "Verso un'economia condivisa dell'Energia"*. Approvata in via definitiva con delib. del 02/10/2015 n. 48/13.
- [12] T. FRANCI, *Nuove fonti energetiche e nuovi criteri ambientali: opportunità per lo sviluppo della Sardegna*, Enerloc, Sassari, 26 giugno 2017 (e ID., *La metanizzazione della Sardegna*, Progetto REF-R "Osservatorio Usi finali del GNL in Italia nel 2017", Milano 2018).
- [13] Dir. 2007/46/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 5 settembre 2007: *Istituzione di un quadro per l'omologazione dei veicoli a motore e dei loro rimorchi, nonché dei sistemi, componenti ed entità tecniche destinati a tali veicoli*, in G.U. 09/10/2007, L. 263.
- [14] Reg. (UE) 2015/757 del Parlamento europeo e del Consiglio del 29 aprile 2015: *Monitoraggio, comunicazione e verifica delle emissioni di anidride carbonica generate dal trasporto marittimo e modifica della direttiva 2009/16/CE*, in G.U.U.E. 19/05/2015, L. 123/55.
- [15] D. LOWELL, H. WANG, N. LUTSEY, *Assessment of the fuel cycle impact of liquefied natural gas as used in international shipping*, ICCT white paper, International Council on Clean Transportation, May 2013.

LNG - NORMATIVA ITALIANA

1 IL CONTROLLO DEGLI SO_x

1.1 Normativa italiana relativa al controllo delle emissioni SO_x

La norma italiana discende dal recepimento della Direttiva Europea UE 2016/802 del 11/05/2016 [1]. Detta norma prevede che i limiti si applichino a navi battenti qualsiasi bandiera, comprese quelle provenienti dall'esterno dell'Unione Europea. I limiti sono distinti in 1) limiti generali, 2) limiti per aree particolari, 3) limiti per aree SECA.

All'esterno dell'Unione Europea, i limiti sono stabiliti tramite convenzioni-accordo internazionali, i cui contenuti sono elaborati da organizzazioni internazionali, tra le quali riveste primaria importanza per il settore in questione l'IMO (International Maritime Organization).

Relativamente al settore navale, le norme specificano unicamente tenori di zolfo tollerabili nei combustibili immessi sul mercato ed utilizzati dall'armatore. Non specificano limiti di inquinante presenti negli esausti di combustione. Questi possono essere determinati con metodi indiretti ovvero, in assenza di specifiche disposizioni per il settore navale, valutati con i limiti prescritti dalla vigente normativa generale relativa alle emissioni ambientali.

1) limite generale

Il combustibile non può essere caratterizzato da un tenore di zolfo superiore al 3,5% in massa, ad eccezione del combustibile impiegato su navi che prevedono un abbattimento dell'inquinante nell'esausto al camino (desolforazione tramite scrubbers, lavaggio, etc.). Tale limite verrà ridotto allo 0,50% in massa a far data dal 1 gennaio 2020.

2) limiti per aree particolari

Il combustibile non può essere caratterizzato da un tenore di zolfo superiore al 3,5% in massa, a far data dal 18 giugno 2014, ridotto a un tenore di zolfo superiore allo 0,5% in massa, a far data dal 1 gennaio 2020.

Le aree particolari sono definite secondo i parametri descrittivi seguenti:

Tab. 1 - Definizione delle aree		
Area particolare	Caratteristiche	Note
Acque territoriali	Golfi seni e baie le cui coste fanno parte del territorio della Repubblica, quando la distanza tra due punti estremi dell'apertura del golfo non supera le 24 miglia. Zona di mare dell'estensione di 12 miglia lungo le coste continentali e insulari.	Definite ai sensi dell'art. 2 di [2]
Zone economiche esclusive	La zona economica esclusiva non si estende al di là di 200 miglia marine dalla linea di base da cui viene misurata la larghezza del mare territoriale.	Definite ai sensi dell'art. 57 di [3]
Zone di controllo dell'inquinamento	Zone di controllo di emissioni SO _x definite dall'IMO - Convezione di Marpol	Definite ai sensi dell'allegato VI di [4]

3) limiti per aree SECA

Le aree SECA (Sulphur Emission Control Area) sono zone marittime definite dall'IMO ai sensi dell'allegato VI della Convenzione MARPOL.

Nelle aree SECA è specificamente controllato l'inquinamento da ossidi di zolfo. In esse sono allo studio, in particolare, gli effetti potenziali e reali dell'inquinamento da emissione navale, così come il loro impatto cumulato con altre fonti inquinanti. Tra le principali aree SECA a livello

europeo vanno annoverate il Mar Baltico, il Mare del Nord, il Canale della Manica, nonché ogni altra area marina, comprese le aree portuali. Il limite, pari all'1% in massa, in vigore fino al 31 dicembre 2014, è ridotto allo 0,1% in massa a partire dal 1 gennaio 2015 (Regola14 - Annex VI convenzione Marpol) [4].

La medesima prescrizione è sancita a livello italiano dalla normativa nazionale di recepimento (art. 295, c. 4) del T.U.A. [7] e modifiche [6].

Il limite per le navi passeggeri prevede un tenore massimo di zolfo tollerato nei combustibili pari all'1,50 % in massa fino al 1 gennaio 2020. È nella responsabilità dello stato membro la vigilanza sul rispetto del predetto limite, almeno fintantoché la nave, battente bandiera dello stato o bandiera di qualunque altro stato, si trova in un porto dello stato membro medesimo.

Tab. 2 - Definizione dei limiti al tenore di zolfo nel combustibile

Tipologia di limite	Tenore zolfo [m/m]	Note
Limite generale	3,50%	fino al 31/12/2019
	0,50%	da 01/01/2020
Limite per aree particolari	3,50%	da 18/06/2014
	0,50%	da 01/01/2020
Limite per area SECA	1,00%	fino al 31/12/2014
Limite per area SECA	0,10%	da 01/01/2015
Limiti per navi passeggeri	1,50%	fino al 01/01/2020

L'imposizione di un limite al tenore di zolfo del 3,5% in massa nel combustibile può, d'altro canto, leggersi come un limite nell'esausto fino a 151,5 ppm; un limite di 0,10 % in massa (ad esempio nave container operante in area portuale) può leggersi come un limite nell'esausto fino a 4,3 ppm; un limite dell'1,5% in massa per navi passeggeri comporterà una riduzione di emissioni inferiore e un connesso limite nell'esausto superiore.

1.2 Normativa di controllo emissioni SO_x per navi all'ormeggio

Il limite di emissioni per area portuale (navi all'ormeggio) è tale da imporre un tenore di zolfo nel combustibile non superiore a 0,1% in massa [1]. È pertanto prevista l'opzione di cambio del combustibile per nave all'ormeggio (articolo 295, c. 8 del T.U.A. [7]).

Il predetto obbligo non è applicato quando la nave resta ormeggiata meno di 2 ore [15], ovvero resti ormeggiata con motori spenti e alimentata da un sistema elettrico di terra. Poiché l'obbligo di cambio combustibile sussiste entro due ore dall'ormeggio e da due ore prima della partenza, un naviglio tipo traghetto in arrivo e partenza nell'arco di quattro ore potrebbe purtroppo continuare a utilizzare combustibile con contenuto di zolfo fino all'1,5% in massa anche durante la permanenza in porto.

D'altro canto, una nave da crociera rientra nel servizio di linea ai fini dell'applicazione del limite di zolfo, a condizione che effettui crociere con o senza scali intermedi che si concludano nei porti di partenza o in un altro porto, purché siano organizzate con una determinata frequenza e in date precise [5].

La direttiva non impedisce agli stati membri di assumere provvedimenti più restrittivi anche al di fuori delle aree di controllo SECA. Le navi passeggeri, direttamente responsabili dell'inquinamento nei porti e all'ormeggio, potrebbero vedere ridurre il limite dell'1,5% in zolfo attraverso norme più limitanti applicate dal singolo Stato all'ingresso in acque territoriali.

1.3 L'attività di controllo, accertamento e l'attività sanzionatoria

Il fornitore di combustibile per uso marittimo per nave con stazza eccedente le 400 tonnellate è tenuto alla redazione del bollettino di consegna, in cui è specificato il quantitativo di combustibile e il tenore di zolfo.

Gli organi preposti all'attività di controllo sono costituiti dall'Autorità Portuale e propri organi operativi, tra i cui compiti sono annoverati [2, 6]:

- il controllo della effettuazione delle operazioni di cambio combustibile e della loro registrazione nel “giornale generale e di contabilità” e nel “giornale di macchina” o nell'inventario o in apposito documento di bordo (art. 295, c.10) [7];
- la tenuta del registro dei fornitori dei combustibili per uso marittimo;
- i controlli a campione (sul 10% delle navi facenti annualmente scalo nel porto è previsto il semplice controllo documentale; a far data dal 01/01/16 il limite è elevato al 20% delle navi e il controllo documentale è associato al prelievo sul combustibile; il limite è elevato al 30% delle navi a far data dal 2020) [8-9].

Più nello specifico, gli accertamenti sono di competenza del Corpo della Capitaneria di Porto e della Guardia Costiera (campionamento e analisi dei combustibili al momento della consegna della nave, campionamento e analisi dei combustibili contenuti nei serbatoi, controlli sui documenti di bordo), mentre le sanzioni sono di competenza dell'Autorità Portuale.

In via descrittiva generale, salvo che il fatto costituisca reato penale, la violazione degli obblighi sulla documentazione inerente il cambio del combustibile prevede una sanzione amministrativa da 1.549 a 9.296 €; la violazione degli obblighi inerenti l'immissione sul mercato di combustibili eccedenti il limite del tenore di zolfo prevede una sanzione amministrativa da 15.000 a 150.000 € (estesa anche all'armatore o al comandante che ne fa uso); la recidiva prevede la sospensione da un mese a due anni dei titoli professionali marittimi per le persone giuridiche e inibizione dell'accesso ai porti italiani per il comandante e le navi dell'armatore (art. 296, c. 5-6) [7].

1.4 Metodi di riduzione delle emissioni

La Direttiva Europea 2016/802 [1] è specificamente volta a incentivare, nei suoi successivi recepimenti all'interno degli Stati membri, l'utilizzo di un combustibile con tenore di zolfo nei limiti da essa previsti. Tuttavia, all'interno delle zone particolarmente sensibili, per cui è sancito un tenore di zolfo ridotto (porti, acque territoriali, zone economiche esclusive, zone di controllo dell'inquinamento), è prevista la possibilità di optare per metodi alternativi all'uso di combustibile con tenore di zolfo nei limiti.

Tab. 3 - Metodi alternativi (allegato II) previsti da Direttiva Europea 2016/802

Metodo	Criteri
Mix di combustibile marino e gas di evaporazione	Decisione 2010/769/UE
Sistema depurazione dei gas di scarico	Risoluzione MEPC del 17 luglio 2009. Le acque di lavaggio non sono scaricate in mare a meno che l'operatore della nave non dimostri l'assenza di impatti negativi in mare e sulla salute umana.
Biocarburanti	Definiti nella direttiva 2009/28/CE. Si impiegano carburanti liquidi o gassosi per trasporti ricavati dalla biomassa. Il biocarburante deve rispettare il limite relativo al tenore di zolfo in art. 5, art. 6 par. 1, par. 2, par. 5, art. 7 della Direttiva 2016/802 stessa

Appare evidente come, in seguito a tale disposizione, l'utilizzo del GNL (Gas Naturale Liquido) e del GNC (Gas Naturale Compresso) – così come l'eventuale impiego del biometano ricavato da biomassa – è autorizzato in quanto i medesimi sono considerati combustibili alternativi, e pertanto utilizzabili sotto la fattispecie di metodi alternativi, ai sensi del summenzionato allegato II.

Il Gas Naturale Liquido (GNL) come combustibile alternativo è previsto in [18] (par. 7.2) in cui si richiama la direttiva 2014/94/UE sulla realizzazione di un'infrastruttura per i combustibili alternativi per il rifornimento sicuro di GNL.

Metodi totalmente sostitutivi per la riduzione delle emissioni nei porti, equivalenti all'uso di combustibili più puliti, sono costituiti dall'alimentazione dei servizi della nave all'ormeggio tramite reti elettriche terrestri messe a disposizione a livello di banchina/molo di attracco [10-11].

La raccomandazione dello sviluppo di reti elettriche a terra per navi all'ormeggio è parimenti ripresa in [18] (par. 7.3).

1.5 Il monitoraggio degli esausti

Per quanto riguarda il trasporto navale, attualmente il quadro normativo prevede un controllo indiretto sulle emissioni, prescrivendo limiti al tenore massimo di zolfo nel combustibile impiegato e prevedendo obbligo di campionamento e analisi sul combustibile medesimo. Il monitoraggio dell'emissione effettiva può essere compiuto solo applicando la norma generale sulla qualità dell'aria, senza alcuna specificità dell'emissione dovuta a nave.

Progetti pilota per il monitoraggio dell'emissione specifica, finanziati dal programma europeo MED (Mediterranean Cooperation Program), sono costituiti dal progetto POSEIDON (raccolta e analisi dati, estrapolando il contenuto specifico delle emissioni navali dall'inquinamento atmosferico totale, prima, durante e successivamente al passaggio della nave, con raccolta dei dati su PM₁₀, NO_x, SO_x e relativi picchi di emissione) e dal progetto CAIMANs (Cruise and passenger ship air quality impact mitigation actions) che prevede analisi specifiche sui porti di Venezia, Brindisi, Genova, Rijeka, Patrasso, Marsiglia.

2 EMISSIONI DI GAS SERRA DALLE NAVI (GHG EMISSIONS)

Allo stato attuale non esiste una normativa né internazionale né comunitaria che definisca limiti di emissioni per i gas serra dovuti alla combustione per applicazioni marittime.

A livello comunitario è in vigore il Regolamento per il monitoraggio, la comunicazione e la verifica accurati delle emissioni di CO₂, in relazione a navi che arrivano, circolano o partono dai porti sotto la giurisdizione di uno stato membro [13]. I modelli per la redazione dei piani di monitoraggio, delle relazioni sulle emissioni e dei documenti di conformità, a norma del Regolamento predetto, sono stabiliti tramite Regolamento di Esecuzione [14].

È tuttavia allo studio una regolamentazione a livello internazionale che, tramite l'impiego dell'Energy Efficiency Design Index (EEDI) alle navi di nuova costruzione, permetta di definire indirettamente parametri di rispetto di vincoli di emissione di CO₂ per mezzo dell'efficienza della nave.

3 LA NORMATIVA ITALIANA: ULTIMI SVILUPPI LEGISLATIVI

3.1 D.Lgs. 205/2007

Recepisce la Direttiva Europea 2005/33/CE e introduce modifiche al D.Lgs. 152/2006 (c.d. Testo Unico in Materia Ambientale - T.U.A., artt. 291 e seguenti).

3.2 D.Lgs. 112/2014

La Direttiva 2012/33/UE costituisce una modifica del Regolamento 1999/32/CE sui tenori di zolfo nel combustibile per uso marittimo.

Con il decreto in oggetto [6] è stata data piena attuazione alla Direttiva 2012/33/UE, introducendo, nell'ordinamento nazionale, una serie di modifiche e di integrazioni alla vigente disciplina relativa ai combustibili per uso marittimo, contenuta – come è noto – nel titolo III, alla parte V del Decreto Legislativo 30 giugno 2006 n. 152 “*Norme in materia ambientale*” ed in particolare agli articoli 292, 295 e 296 nonché all'allegato X, parte I, sezione 3”. Pertanto ulteriormente modifica il T.U.A. [7].

In accordo con la nuova norma le navi passeggeri in servizio ordinario sono obbligate all'impiego di combustibili con tenori di zolfo non superiori all'1,5% in massa, limite che è ulteriormente ridotto al valore dello 0,5 % in massa a far data dal 1 gennaio 2020.

Tab. 4 - Tabella III del decreto [6]

Combustibili per uso marittimo	Quantitativi totali [kt/anno]	Tenore massimo di zolfo [% m/m]
Gasolio marino qualità DMA, DMX, DMZ ¹	-	0,10
Olio diesel marino qualità DMB ¹	-	Altro 0,10 1,50
Altri combustibili per uso marittimo ²	-	Altro 3,50 0,10 1,50

(1) La distinzione del dato in funzione di ciascuna qualità di combustibile è richiesta ove tale informazione sia disponibile.

(2) Combustibili per uso marittimo diversi da gasolio marino e olio diesel marino.

Tab. 5 - Tabella III sezione 4 del decreto [6]

Valori di emissione equivalenti per i metodi di riduzione delle emissioni	
Tenore di zolfo del combustibile per uso marittimo [% m/m]	Rapporto emissione SO₂ (ppm)/CO₂ [% v/v]
3,50	151,7
1,50	65,0
1,00	43,3
0,50	21,7
0,10	4,3

Ai fini previsti dall'articolo 295, comma 20, lettera a), si applicano i seguenti valori di emissione equivalenti ai limiti di tenore di zolfo dei combustibile per uso marittimo.

3.3 D.Lgs. 152/2006

Laddove normative specifiche non intervengano a regolamentare il settore, l'operatore è comunque tenuto al rispetto delle prescrizioni previste per l'emissione di inquinanti in atmosfera regolamentate dal T.U.A. [7].

I limiti per sostanze inorganiche che si presentano prevalentemente sottoforma di gas o vapore ricomprendono gli NO_x e gli SO_x in classe V.

Relativamente alle polveri totali (particolato), il valore imposto è funzione del valore di emissione o della soglia di rilevanza.

Tab. 6 - Allegati alla parte V - Allegato I, parte II, Tab C [7]		
Classe	Soglia di rilevanza [g/h]	Valore di emissione [mg/Nm ³]
1	10	1
2	50	5
3	300	30
4	2000	250
5	5000	500

Tab. 7 - Allegati alla parte V - Allegato I, parte II, par. 5 [7]	
Valore limite [mg/Nm ³]	Flusso di massa [kg/h]
50	≥ al valore di emissione corrispondente a 0,5 kg/h
150	≥ alla soglia di rilevanza corrispondente a 0,1 kg/h ≤ alla soglia di rilevanza corrispondente a 0,5 kg/h

Specifiche tipologie di impianti prevedono una classificazione delle rispettive emissioni suddivise in base alla tipologia dell'impianto e alle caratteristiche dei componenti.

Tab. 8 - Allegati alla parte V - Allegato I, parte III, par. 3 - motori fissi a combustione interna [7]		
Tipologia	Valore limite [mg/Nm ³]	Note
Polveri	130	-
NO _x	200	Motori ad accensione spontanea P ≥ 3MW
	4000	Motori ad accensione spontanea P < 3MW
	500	Altri motori a 4T
CO	800	Altri motori a 2T
	650	

I valori sono riferiti a un tenore di ossigeno nell'effluente pari al 5%.

Tab. 9 - Allegati alla parte V - Allegato I, parte III, par. 4 - turbine a gas fisse [7]		
Tipologia	Valore limite [mg/Nm ³]	Note
NO _x	400 ¹	Flusso in volume del gas di scarico ≥ 60000 Nm ³ /h
	450 ¹	Flusso in volume del gas di scarico < 60000 Nm ³ /h
	600 ¹	Alimentazione a gasolio (qualsiasi flusso)
CO	100	-

I valori sono riferiti a un tenore di ossigeno nell'effluente pari al 15%. Se la turbina è accoppiata a una caldaia a recupero con o senza postcombustione i valori di emissione misurati al camino della caldaia si riferiscono a un tenore di ossigeno nell'effluente pari al 15%.

(1) Per turbogas con rendimento termico > 30% i valori sono incrementati in proporzione all'aumento del rendimento rispetto al valore base del 30%.

Relativamente a impianti di grandi dimensioni, “grandi impianti di combustione”, la cui taglia è dell'ordine dei 100 MW o superiore, le prescrizioni sono contenute negli allegati alla parte V - Allegato II. In particolare, relativamente ai “grandi impianti di combustione”, le norme ad essi applicabili sono derogate nel caso si tratti di dispositivo tecnico usato per la propulsione di un veicolo, una nave, o un aeromobile ovvero di impianti azionati da motori diesel, a benzina o a gas (art. 273, c. 15).

3.4 Emissioni SO₂

Tab. 10 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez III - impianti datati [7]	
Tipo combustibile	Valore limite di emissione SO ₂ [mg/Nm ³]
Combustibili gassosi generici	35
Gas liquido	5
Gas a basso potere calorifico (gassificazione residui raffinerie)	800
Gas da forno a coke	
Gas d'alto forno	
Gas derivati da carbone	400

Tenore di riferimento ossigeno: 3%.

Impianti anteriori al 1988 e impianti anteriori al 2006.

Tab. 11 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez III - impianti nuovi [7]

Tipo combustibile	Valore limite di emissione SO ₂ [mg/Nm ³]
Combustibili gassosi generici	35
Gas liquido	5
Gas a basso potere calorifico da forno a coke	400
Gas a basso potere calorifico d'alto forno	200
Tenore di riferimento ossigeno: 3%.	

3.5 Emissioni NO₂

Tab. 12 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez IV - impianti datati [7]

Potenza termica nominale [MW]	Valore limite di emissione NO ₂ [mg/Nm ³]
50 ≤ P < 500	300
P ≥ 500	200
Tenore di riferimento ossigeno: 3%.	
Impianti anteriori al 1988 e impianti anteriori al 2006.	
Combustibile gassoso.	

Tab. 13 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez IV - impianti nuovi [7]

Potenza termica nominale [MW]	Valore limite di emissione NO ₂ [mg/Nm ³]
50 ≤ P < 500	150
P ≥ 300	100
Tenore di riferimento ossigeno: 3%.	
Impianti nuovi ad eccezione delle turbine a gas.	
Combustibile gassoso (gas naturale).	

Tab. 14 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez IV - turbine a gas [7]

Tipo combustibile	Potenza termica alle condizioni ISO ≥ 50 MW _{th}
Gas naturale	50 ^{2 3 4}
Combustibili liquidi ¹	120
Combustibili gassosi (diversi dal gas naturale)	120
Tenore di riferimento ossigeno: 3%.	
(1) Alimentazione con distillati leggeri e medi.	
(2) Limite elevato a 75 mg/Nm ³ turbogas utilizzato in un sistema di produzione combinato calore/elettricità con rendimento globale > 75%; turbogas per trasmissioni meccaniche.	
(3) Limite elevato a 50η/35 mg/Nm ³ , con η espresso in percentuale, per turbogas con rendimento superiore al 35%.	
(4) Limite elevato a 40 mg/Nm ³ per impianti di potenza termica nominale ≥ 300 MW da ubicarsi in zone in cui i livelli di NO _x comportano il rischio del superamento del valore limite di cui al D. Lgs. 351/99.	

3.6 Emissioni polveri

Tab. 15 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez V - impianti datati [7]

Tipo combustibile	Valore limite di emissione polveri [mg/Nm ³]
Solido	50
Liquido	50
Gassoso	5 di regola 10 gas d'altoforno 50 gas da acciaierie
Tenore di riferimento ossigeno: 3%.	
Impianti anteriori al 1988 e impianti anteriori al 2006.	

Tab. 16 - Allegati alla parte V - Allegato II, sez V - impianti nuovi [7]

Tipo combustibile	Valore limite di emissione SO ₂ [mg/Nm ³]
Gas d'altoforno	10
Gas prodotti da industria siderurgica	30
Altri gas	5
Tenore di riferimento ossigeno: 3%.	
Impianti nuovi ad eccezione delle turbine a gas.	

3.7 D.Lgs. 183/2017

La norma in questione [19] ha introdotto variazioni alle disposizioni inerenti i contenuti della Parte V del T.U.A. [7] e recepisce la Direttiva Europea 2015/2193/UE, relativa alla restrizione sulle emissioni in atmosfera per alcuni inquinanti prodotti da impianti di combustione di *media grandezza*.

Il *medio impianto di combustione* è definito come *l'impianto di combustione, di potenza termica nominale pari o superiore a 1 MW e inferiore a 50MW (inclusi i motori e le turbine a gas), alimentato con i combustibili previsti all'allegato X o con le biomasse rifiuto previste all'allegato II.* (art. 1). L'introduzione del concetto di medio impianto di combustione ha comportato anche la revisione dell'elenco degli *impianti con emissioni scarsamente rilevanti*, riducendo ad 1 MW la soglia al di sotto della quale vi è esenzione dall'obbligo dell'autorizzazione alle emissioni.

Il medio impianto di combustione è classificato *esistente* se posto in servizio prima del 20 dicembre 2018.

La decorrenza dei nuovi limiti di emissione è stabilita dal comma 5 dell'art. 273-bis del T.U.A. modificato [7, 19].

Tab. 17 - Decorrenza dei nuovi limiti di emissione

Potenza termica nominale	Decorrenza nuovi valori limite/prescrizioni	Termine per richiedi autorizzazione per adeguamento a nuove prescrizioni
< 5 MW	01/01/2025	01/01/2023
≥ 5 MW	01/01/2030	01/01/2028

Tab. 18 - Sanzioni ex D.Lgs. 183/2017

Violazione	Sanzione penale	Sanzione amministrativa
Installazione o esercizio dell'impianto in assenza di autorizzazione	Arresto da 2 mesi a 2 anni	Pecuniaria da € 1000 a € 10000
Installazione o esercizio dell'impianto con autorizzazione scaduta, decaduta, sospesa o revocata	Arresto da 2 mesi a 2 anni	Pecuniaria da € 1000 a € 10000
Modifica sostanziale non autorizzata	Arresto da 2 mesi a 2 anni	Pecuniaria da € 1000 a € 10000
Modifica non sostanziale senza comunicazione	-	Pecuniaria da € 300 a € 1000
Violazione limite emissione	Arresto fino a 1 anno	Pecuniaria fino a € 10000
Violazione delle prescrizioni contenute nelle normativ nazionali, regionali, provvedimenti autorizzativi o altrimenti imposte	-	Pecuniaria da € 1000 a € 10000
Mancata comunicazione per i medi impianti di combustione all'autorità competente (art. 273 bis, c. 6-7, lett. c)/d))	-	Pecuniaria da € 500 a € 2500

L'articolo 3 del decreto [19] modifica in più punti l'Allegato I alla Parte V del T.U.A., il quale riporta i valori di emissione per le sostanze inquinanti di alcune tipologie di impianti.

In particolare, per gli impianti in questione (di combustione, essiccazione, motori fissi a combustione interna, turbine a gas fisse) e in funzione del tipo di combustibile impiegato (solidi,

liquidi, gassosi e dual fuel), sono previsti valori limite riferiti, rispettivamente, alle polveri, agli NO_x e all'SO₂ applicabili agli impianti nuovi e agli impianti esistenti.

In Appendice 2, relativamente ai medi impianti di combustione, sono provvisoriamente esclusi dal regime applicativo i dispositivi tecnici usati per la propulsione di un veicolo, una nave, o un aeromobile. È probabile che l'evoluzione della regolamentazione elimini questa deroga.

4 IL CONTROLLO SUGLI NO_x

L'Annesso VI della Convenzione MARPOL 73/78 e l'NO_x Technical Code prevedono che vengano implementate attività di collaudo, certificazione e controllo per quanto riguarda l'emissione di ossidi di azoto. Per quanto concerne l'amministrazione italiana è prevista una delega a Organismi Riconosciuti [16].

L'armatore ha facoltà di scelta tra le tre procedure di controllo previste [17]:

- metodo di controllo dei parametri del motore (par. 6.2);
- metodo di controllo semplificato (par 6.3);
- metodo empirico di misurazione e monitoraggio diretto (par 6.4).

In particolare, il metodo empirico di misurazione e monitoraggio diretto, già previsto in passato [4], è di particolare importanza in quanto permette di misurare e osservare empiricamente il contenuto dei gas di combustione emessi in atmosfera dai fumaioli delle navi (NO_x, SO₂, CO₂, CO, HC).

4.1 L'annesso VI della Convenzione di Marpol

La Convenzione di MARPOL è una convenzione internazionale finalizzata alla prevenzione dell'inquinamento marino, derivante sia dalla normale attività operativa delle navi, che da eventi eccezionali, quali lo sversamento in mare di idrocarburi. L'annesso VI della Convenzione (adottato nel 1997 e entrato in vigore il 19 maggio 2005) riguarda specificamente l'inquinamento dell'aria. Esso si applica a navi il cui paese di bandiera abbia ratificato il protocollo del 1997, nonché a tutte le navi che, pur battendo bandiera di paesi non firmatari, operano in acque la cui competenza è di paesi aderenti al protocollo.

Con specifico riferimento al traffico marittimo, l'Annesso VI regola le seguenti emissioni:

- ossidi di azoto e di zolfo presenti nei gas di scarico dei motori a combustione interna;
- componenti organici volatili (VOC) provenienti dalla zona del carico di navi cisterna.

La *Regola 13* dell'Annesso è relativa alle emissioni di NO_x, la *Regola 14* è relativa invece alle emissioni di SO_x.

4.1.1 Regola 13 - parte 1

I motori a combustione interna considerati sono quelli di potenza superiore a 130 kW, con la distinzione tra motori costruiti/installati prima del 2000 e motori costruiti/installati dopo il 2000. Per i motori "post 2000" devono essere diminuite le emissioni di NO_x da questi prodotte, rispetto alla prescrizione precedente (valevole per motori pre 2000 - livello I): 7,7 g/kWh a partire dal gennaio 2011.

Sono inoltre definite delle aree a emissione controllata di NO_x (aree ECA - NO_x Emission Control Areas), entro le quali i limiti devono scendere ulteriormente a valori di 3,4 g/kWh e 2,0 g/kWh, a partire da gennaio 2016, con sole poche eccezioni.

Tab. 19 - L'annesso VI Convenzione di Marpol - reg. 13 parte 1

Data costruzione	2000	Successivi	2011	Successivi	2016	Successivi
Attuale Annesso VI	TIER I	TIER I	TIER I	TIER I	TIER I	TIER I
Nuovo Esterno aree NECA	TIER I	TIER I	TIER II	TIER II	TIER II	TIER II
Annesso VI Interno aree NECA	Non appl.	Non appl.	Non appl.	Non appl.	TIER III	TIER III

Tab. 20 - TIER II

Velocità motore n [rpm]	Limite [g/kWh]
n < 130	14,4
130 < n < 2000	$44 \cdot n^{-0,23}$
n > 2000	7,7

Tab. 21 - TIER III

Velocità motore n [rpm]	Limite [g/kWh]
n < 130	3,4
130 < n < 2000	$9 \cdot n^{-0,2}$
n > 2000	2,0

4.1.2 Regola 13 - parte 2

La regola 13 ha preso in considerazione anche i motori precedenti al 2000, identificati come pre-2000 (in particolare installati tra il 1 gennaio 1990 e il 31 dicembre 1999), aventi potenza maggiore di 5000 kW e cilindrata unitaria maggiore di 90 dm³. La nuova normativa ha richiesto il rispetto dei valori prescritti dal Livello I, a condizione che siano rispettate le seguenti condizioni:

- presenza di un sistema di retrofitting certificato da una Amministrazione firmataria della convenzione;
- esistenza del sistema sul mercato;
- buon rapporto costi-benefici.

Tab. 22 - TIER I

Velocità motore n [rpm]	Limite [g/kWh]
n < 130	17,0
130 < n < 2000	$45 \cdot n^{-0,2}$
n > 2000	9,8

4.1.3 Regola 14

La regola 14 introduce restrizioni al contenuto di zolfo presente nel combustibile. Rispetto alla norma precedente, la percentuale è ridotta, al di fuori delle aree SECA, al 3,5% a partire dal 1 gennaio 2012 e allo 0,5% a partire dal 1 gennaio 2020. Entro le aree SECA, la percentuale dello 1,5% viene consentita fino al 1 luglio 2010, per essere ridotta all'1,0% e ancora allo 0,1% a partire dal 1 gennaio 2015.

La *Regola 14*, stante la pesantezza dei limiti imposti, permette alle Amministrazioni degli Stati firmatari della Convenzione di consentire al loro interno l'impiego di qualsiasi tipologia di materiali, installazioni, attrezzature, procedure e combustibili alternativi, al fine di ridurre le emissioni secondo lo standard contenuto nelle varie regole dell'Annesso VI.

In questo contesto il GNL (Gas Naturale Liquido) riveste ruolo decisivo come candidato combustibile alternativo per il trasporto navale.

5 EMISSIONI DI CO₂

Per raggiungere l'obiettivo della riduzione delle emissioni di gas serra (in primis CO₂), l'IMO propone due differenti indici di emissione. Il primo, denominato *Energy Efficiency Design Index* (EEDI) è relativo alla fase di progetto delle navi; il secondo, denominato *CO₂ Operational Index* è relativo alla fase operativa.

I due indici dovranno fornire elementi indicativi per realizzare il progetto delle navi sulla base del rapporto tra costi ambientali (emissioni di CO₂) e benefici a vantaggio della società (capacità di carico moltiplicata per distanza percorsa). Le navi saranno realizzate in base a valutazioni sulla reale efficienza delle navi stesse e al loro tipo, in modo da poter avere uno strumento prescrittivo valido, ma non penalizzante per certe tipologie di navi.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Dir. 2016/802 del Parlamento europeo e del Consiglio Ue dell'11 maggio 2016: *Riduzione del tenore di zolfo di alcuni combustibili liquidi*, in G.U.U.E. 21/05/2016, L. 132/58.
- [2] R.D. 30 marzo 1942, n. 327: *Approvazione del testo definitivo del Codice della navigazione, aggiornato alle modifiche introdotte dal D.Lgs. 29/10/2016, n. 221 e dalla L. 01/12/2016, n. 230*, in G.U. 18/04/1942, n. 93.
- [3] L. 2 dicembre 1994, n. 689: *Ratifica ed esecuzione della Convenzione delle Nazioni Unite sul diritto del mare, con allegati e atto finale, fatta a Montego Bay il 10 dicembre 1982, nonché dell'accordo di applicazione della parte XI della convenzione stessa, con allegati, fatto a New York il 29 luglio 1994 (convenzione O.N.U. sul diritto del mare)*, in G.U. 19/12/1994, n. 295, S.O.
- [4] Resol. MEPC.176 (58): *Amendments to the annex of the protocol of 1997 to amend the international convention for the prevention of pollution from ships, 1973, as modified by the protocol of 1978 relating thereto - Revised MARPOL Annex VI* (adopt. Oct. 10th 2008).
- [5] Sentenza C-537/11 della Corte di Giustizia UE Sez. 4^a del 23 gennaio 2014: *INQUINAMENTO ATMOSFERICO - Trasporto marittimo e inquinamento atmosferico causato da navi - Convenzione Marpol 73/78 - Navi di linea e da crociera - Servizi di linea - Tenore massimo di zolfo nei combustibili per uso marittimo - Applicazione - All. VI Direttiva 1999/32/CE mod. Dir. 2005/33 - Artt. 295 e 296 D.Lgs. n. 152/2006* (depositata in data 23/01/2014).
- [6] D.Lgs. 16 luglio 2014, n. 112: *Attuazione della direttiva 2012/33/UE che modifica la direttiva 1999/32/CE relativa al tenore di zolfo dei combustibili per uso marino*, in G.U. 12/08/2014, Serie Generale, n. 186.
- [7] D.Lgs. 3 aprile 2006, n. 152: *Norme in materia ambientale*, in G.U. 14/04/2016, Serie Generale n. 88, S.O. n. 96.
- [8] Decisione 2015/253 della Commissione europea UE del 16 febbraio 2015: *Norme concernenti il campionamento e le relazioni da presentare a norma della direttiva 1999/32/CE del Consiglio per quanto riguarda il tenore di zolfo dei combustibili per uso marittimo*, in G.U. 17/02/2015, L. 41.
- [9] D.M. 22 marzo 2017: *Modifiche dell'Allegato X, parte I, sezione 3, alla parte quinta del decreto legislativo 3 aprile 2006, n. 152, in ottemperanza alla decisione di esecuzione 2015/253/UE della direttiva n. 1999/32/CE, sulle modalità di conduzione dei controlli sul tenore di zolfo nei combustibili marittimi ed il contenuto delle relazioni annuali alla CE*, in G.U. 12/04/2017, Serie Generale n. 86.
- [10] Raccomandazione (2006/339/CE) della Commissione europea dell'8 maggio 2006: *Utilizzo di elettricità erogata da reti elettriche terrestri per le navi ormeggiate nei porti comunitari*, in G.U.C.E. 12/05/2006, L. 125.
- [11] Raccomandazione (2009/1020/UE) della Commissione europea del 21 dicembre 2009: *Attuazione sicura dell'uso dei combustibili a basso tenore di zolfo nelle navi ormeggiate nei porti comunitari*, in G.U.C.E. 29/12/2009, L. 348/73.
- [12] Dir. 2014/94/UE del Parlamento europeo e del Consiglio, del 22 ottobre 2014: *Realizzazione di un'infrastruttura per i combustibili alternativi*, in G.U.U.E. 28/10/2014, L. 307/1.
- [13] Reg. (UE) 2015/757 del Parlamento europeo e del Consiglio del 29 aprile 2015: *Monitoraggio, comunicazione e verifica delle emissioni di anidride carbonica generate dal trasporto marittimo*, in G.U.C.E. 19/05/2015, L. 123/55.
- [14] Reg. di esecuzione (UE) 2016/1927 della Commissione, del 4 novembre 2016: *Modelli dei piani di monitoraggio, delle relazioni sulle emissioni e dei documenti di conformità a norma del regolamento (UE) 2015/757 del Parlamento europeo e del Consiglio concernente il*

monitoraggio, la comunicazione e la verifica delle emissioni di anidride carbonica generate dal trasporto marittimo, in G.U.C.E 05/11/2016, L. 299.

- [15] D.Lgs. 3 aprile 2006, n. 152: *Norme in materia ambientale*, in G.U. 14/04/2006, Serie Generale n. 88, S.O. n. 96.
- [16] D.Lgs. 14 giugno 2011, n. 104: *Attuazione della direttiva 2009/15/CE relativa alle disposizioni ed alle norme comuni per gli organismi che effettuano le ispezioni e le visite di controllo delle navi e per le pertinenti attività delle amministrazioni marittime. (11G0147)*, in G.U. 11/07/2011, n. 159.
- [17] Resol. MEPC.177(58) - Annex 14: *Amendments to the technical code on control of emission of nitrogen oxides from marine diesel engines - NO_x Technical Code 2008*, mepc 58/23/add.1 (adopt. Oct. 10th 2008).
- [18] Rel. della Commissione al Parlamento Europeo e al Consiglio del 16 aprile 2018: *Attuazione e rispetto delle norme relative al tenore di zolfo dei combustibili per uso marittimo di cui alla direttiva 2016/802/UE relativa alla riduzione del tenore di zolfo di alcuni combustibili liquidi*, COM(2018)188/F1, Bruxelles 2018.
- [19] D.Lgs. 15 novembre 2017, n. 183: *Attuazione della direttiva (UE) 2015/2193 del Parlamento europeo e del Consiglio, del 25 novembre 2015, relativa alla limitazione delle emissioni nell'atmosfera di taluni inquinanti originati da impianti di combustione medi, nonché per il riordino del quadro normativo degli stabilimenti che producono emissioni nell'atmosfera, ai sensi dell'articolo 17 della legge 12 agosto 2016, n. 170*, in G.U. 16/12/2017, n. 293.

MOTORI PRIMI A TURBINA A GAS ALIMENTATI A LNG QUALE FUTURA ALTERNATIVA PER LA GENERAZIONE DI POTENZA SOSTENIBILE NELLA PROPULSIONE MARITTIMA. VALUTAZIONE DELL'ATTUALE POLITICA IN MATERIA DI EMISSIONI E VALUTAZIONE DELLA QUALITÀ DEGLI ESAUSTI DI COMBUSTIONE

1 CONTESTO DELLA GENERAZIONE DI POTENZA SOSTENIBILE

1.1 Introduzione

Le emissioni di gas serra (Greenhouse Gas Emissions - GHG) sono state recentemente considerate il fattore chiave responsabile di un indiscutibile trend nel surriscaldamento globale, il cui effetto principale si traduce in un cambiamento climatico caratterizzato da brusche variazioni delle temperature e da fenomeni atmosferici estremi. I contaminanti presenti negli esausti della combustione sono responsabili sia dell'acidificazione atmosferica che della qualità dell'aria, ragion per cui il monitoraggio e controllo degli inquinanti è di solito fortemente raccomandato e recentemente prescritto per legge.

Il settore dei trasporti è determinante per la genesi di questo problema: l'assorbimento energetico imputabile a detto settore e i processi di conversione energetica ad esso riferibili rappresentano una delle principali cause responsabili per l'emissione in atmosfera dei soprammenzionati inquinanti, soprattutto quando siano impiegati combustibili convenzionali per le esigenze propulsive. Nell'ambito del settore dei trasporti, alla propulsione marittima, poi, è certamente imputabile un apporto sostanziale all'inquinamento atmosferico, riscontrabile specialmente nelle zone costiere, sulle principali rotte marittime, nelle città portuali, così come a livello planetario globale, in senso lato, qualora l'inquinamento prodotto dal settore trasporti venga inquadrato come deficitario in relazioni a politiche energetiche tradizionali, che vogliano essere riconvertite a politiche energetiche sostenibili. Per questa ragione la propulsione marittima è considerata chiave di volta nella generazione di potenza in modalità sostenibile tramite l'impiego di sistemi energetici innovativi.

La riduzione dell'emissione di CO₂ proveniente dalla combustione è prevista dal protocollo di Kyoto: gli obiettivi di decarbonizzazione perseguiti dal protocollo stesso possono essere raggiunti attraverso la graduale sostituzione dei combustibili tradizionali (diesel e oli combustibili marittimi di vario peso molecolare) con combustibili alternativi, caratterizzati da un più vantaggioso rapporto idrogeno-carbonio (gas naturale). I vincoli sul contenuto di inquinanti sono stabiliti dall'attuale politica di regolamentazione delle emissioni promulgata a livello globale e su base regionale. Per queste ragioni i vincoli imposti sull'abbattimento degli inquinanti stanno attualmente spingendo le compagnie navali a prendere in considerazione sia la vera e propria sostituzione dei combustibili impiegati, sia l'installazione a bordo di opportuni equipaggiamenti ausiliari di abbattimento inquinanti, che tuttavia risultano molto dispendiosi, nonché estremamente pesante, in termini di aumento della stazza della nave.

La propulsione marittima alimentata a gas può essere realizzata mediante l'impiego di motori primi costituiti da turbine a gas (GT - Gas Turbine), il cui combustibile naturale di elezione per applicazioni marittime risulta essere l'LNG (Liquid Natural Gas, it. GNL), quale uno dei migliori candidati in un contesto navale [1].

La presente ricerca è volta a individuare un framework contestualizzante l'attuale politica di regolamentazione delle emissioni relativamente allo scenario navale e la valutazione degli esatti di combustione. La politica di regolamentazione in materia di controllo delle emissioni è analizzata approfonditamente e il suo impatto è preso in considerazione relativamente allo scenario del trasporto navale summenzionato. Stante la premessa che le comuni rotte intercontinentali navali si dispiegano attraverso diverse aree geografiche del pianeta, viene focalizzata l'attenzione sul contesto legislativo e sulla sua evoluzione, con riferimento in specie a norme e prescrizioni (di regolamentazione su base intercontinentale globale) valide a livello internazionale. Le emissioni generate da differenti modelli di turbine a gas sono valutate tramite specifiche tecniche desunte dai cataloghi dei costruttori delle turbogas stessi e simulate per mezzo di software commerciali e codici di calcolo prodotti in autonomia, al fine di determinare la validità dell'LNG come opzione di valido combustibile alternativo sostenibile da impiegarsi su larga scala per la propulsione marittima.

1.2 Propulsione marittima

La propulsione marittima è stata in genere caratterizzata dai grandi motori a combustione interna (motori diesel caratterizzati da velocità basse/medie in configurazione 2 tempi/4 tempi), alimentati da varie tipologie di oli combustibili marittimi (MGO - Marine Gas Oil; MDO - Marine Diesel Oil; IFO - Intermediate Fuel Oil; HFO - Heavy Fuel Oil), quali risorse combustibili di uso comune. Solo in tempi recenti, in seguito a una nuova attenzione riservata ai problemi ambientali, si è riscontrato il sorgere di un rinnovato interesse rivolto alle risorse combustibili innovative come il gas naturale e il gas liquefatto (motori alimentati a gas). Parimenti si è riscontrato un interesse crescente nei confronti di sistemi innovativi di propulsione quali cicli combinati gas/vapore: COGAS (Combined Gas And Steam - ciclo combinato gas e vapore, nel quale la propulsione fornita all'elica è direttamente azionata tramite trasmissione a partire dagli alberi delle turbine), e COGES (Combined Gas Turbine Electric and Steam - ciclo combinato a turbina a gas elettrico e vapore, nel quale la propulsione fornita all'elica è direttamente azionata dall'energia elettrica generata dagli alternatori elettrici calettati agli alberi delle turbine, e assorbita da un motore elettrico azionante la trasmissione meccanica all'elica). Per questi sistemi le turbine a gas (GT) costituiscono motori primi innovativi ideali [1-4].

L'introduzione delle turbine a gas nel settore del trasporto mercantile è stato più graduale di quanto avvenuto nel settore del trasporto militare, principalmente a causa di ragioni economiche. Infatti, messa a confronto con la sua controparte alimentata da combustibili diesel, la turbina a gas, che è caratterizzata da spazi ridotti (occupati dal motore e dai sistemi ausiliari), da riduzione delle vibrazioni, da un più rapido adattamento alla variazione del carico, comporta un costo più elevato per il combustibile (gas) e un più basso rendimento. Essa è tuttavia apprezzata in particolare per l'affidabilità intrinseca che presenta e per la necessità di una manutenzione ridotta, sia in termini di personale preposto che di ore manutentive richieste [5]. Il motore della turbina a gas è più compatto specialmente per le taglie di potenza superiori a 20-30 MW [6]. Prendendo spunto dalle applicazioni di marina militare, le turbine a gas, adattate per applicazioni marittime (trasportistiche, civili e commerciali) sono principalmente di tipo areoderivativo. Le prime applicazioni su navi commerciali per trasporto merci e trasporto passeggeri risalgono agli anni Settanta con la GTS Finnjet [7]. In media una turbina a gas areoderivativa da 30 MW installata su nave, comprensiva di sistemi ausiliari e generatore elettrico, ha un peso indicativo di 100 t e un ingombro volumetrico di 12 m di lunghezza e 5 m di diametro; in genere una turbina a gas richiede circa il 50% in meno di equipaggiamento ausiliario rispetto al motore marittimo tradizionale e il 75% in meno di spazio a bordo, una volta installata, includendo il motore e gli ausiliari [2]. La manutenzione si riduce a un massimo di 24 ore [2, 5, 8] quando si utilizzi uno specifico software di diagnosi di guasto. Al fine di superare gli inconvenienti associati ai rendimenti inferiori, rispetto ai motori (diesel alternativi a bassa velocità) attualmente impiegati per il trasporto marittimo, schemi di ciclo combinato gas/vapore, largamente implementati in applicazioni di generazione di potenza in contesti di centrali

elettriche terrestri, sono stati considerati negli ultimi anni anche per applicazioni navali. L'impiego di cicli combinati gas/vapore (nelle sopra menzionate configurazioni COGAS o GOGES) permette da un lato di sfruttare i vantaggi associati alle turbine a gas di cui si è detto e dall'altro di massimizzare il rendimento dell'impianto motore, grazie al recupero di calore dagli esausti di combustione [1].

1.3 Contesto ambientale

Il trasporto navale è responsabile del 5-10% delle emissioni di SO₂ di origine antropica a livello mondiale [9] e di ottanta volte il quantitativo di SO_x emesso dal trasporto aereo nell'anno 2000 [10]. Per tale ragione una normativa limitante avrà un ovvio impatto sull'incremento dei costi relativi a navi di nuova progettazione (dal 20% all'85%, a seconda della velocità di crociera, del prezzo del combustibile e della stazza della nave) [11]. Considerazioni simili sono valide per qualunque differente inquinante negli esausti sottoposto a regolamentazione.

La normativa IMO ha identificato molteplici aree internazionali sottoposte a controllo di inquinante (tab. 1). Vincoli più stringenti possono essere presenti su base regionale o su base locale (come ad esempio direttive CE [12] e relativa discrezionalità nella possibilità di stabilire ulteriori limiti dei valori massimi, demandata agli Stati membri della Comunità europea).

Tab. 1 - Aree attualmente soggette a normative IMO

Zona geografica	Inquinante	Adozione	In vigore da
Mar dei Caraibi (USA)	NO _x , SO _x , PM	26/07/11	01/01/14
Nord America	NO _x , SO _x , PM	23/03/10	01/08/12
Mar del Nord	SO _x	22/05/05	22/11/07
Mar Baltico	SO _x	26/09/97	19/05/06

La Convenzione MARPOL 73/78 è stata l'espressione di un consesso internazionale avente lo scopo di ridurre l'inquinamento atmosferico da trasporto marittimo originato sia dalle ordinaria operatività della nave sia da eventi estremi connessi alla nave stessa (ad esempio il rilascio di idrocarburi in mare). L'*Annex VI* della Convenzione di MARPOL (risoluzione assunta nel 1997, in vigore dal 2005) riguarda specificamente l'inquinamento atmosferico. Esso è applicabile a imbarcazioni battenti bandiera di Paesi che hanno ratificato l'accordo del 1997, come pure alle imbarcazioni battenti bandiera di Paesi che non l'hanno ratificato, ma che si trovano a operare all'interno delle acque territoriali di Paesi aderenti all'accordo. L'*Annex VI* riguarda nello specifico 1) emissioni di NO_x e di SO_x presenti negli esausti di combustione da motori a combustione interna; 2) composti organici volatili (VOC - Volatile Organic Compound) emessi nelle banchine di carico delle navi da cargo. La *Regulation 13* dell'*Annex VI* è specifica per le emissioni di NO_x, la *Regulation 14* è specifica per le emissioni di SO_x. Un'analisi particolareggiata di quanto sopra verrà presentata nelle sezioni seguenti.

2 REGOLAMENTAZIONE DELLE EMISSIONI

2.1 Emissioni di NO_x

L'*Annex VI* (Reg. 13) [13] della Convenzione di MARPOL 73/78 e l'*NO_x Technical Code* [14] sono normative che regolamentano le modalità di test, certificazione e controllo sulle emissioni di NO_x provenienti dalla propulsione ordinaria delle navi realizzata tramite motori a combustione interna. I valori limite emissivi di NO_x sono stabiliti in maniera incrementale nel corso degli anni (gli intervalli temporali di validità sono chiamati *Tiers*) per le navi costruite a partire dall'anno 2000, 2011 e 2016 (Tab. 2). A far data da 01/01/16 tutte le navi di nuova costruzione devono ottemperare a quanto stabilito dal *Tier III* (3,4 - 2,0 g/kWh di limite emissivo per NO_x).

Il *Reg. 13 - part. 1* [13] tratta dei motori sopra il limite di potenza di 130 kW ed è effettuata una distinzione tra motori costruiti prima dell'anno 2000 e motori costruiti dopo l'anno 2000. I secondi devono garantire emissioni ridotte rispetto ai primi. Sono istituite le aree NECA (*NO_x Emission Control Areas*) dove i valori emissivi di NO_x devono mantenersi al di sotto del valore di 3,4 - 2,0 g/kWh, a partire dal gennaio 2016. Il *Reg. 13 - part. 2* [13] tratta specificamente dei motori costruiti prima dell'anno 2000 (01/01/90-31/12/99) che superano il valore soglia di 5000 kW. Il *Tier I* in questa casistica è applicato quando il motore soddisfa requisiti aggiuntivi di certificazione ambientale e specifiche caratteristiche tecnico-economiche.

Alla data odierna, una nave costruita dopo il 01/01/16 deve ottemperare ai requisiti statuiti nel *Tier III*: 1) limite di 3,4 gNO_x/kWh (velocità del motore inferiore a 130 rpm); 2) limite di $9 \cdot n^{-0,2}$ gNO_x/kWh (velocità del motore compresa tra 130-2000 rpm); 3) limite di 2,0 gNO_x/kWh (velocità del motore superiore a 2000 rpm) (Tab. 3).

Tab. 2 - Casi di applicazione

Tipologia motore	Potenza	Note
Qualsiasi diesel	≥ 130 kW	Nave costruita il o dopo il 01/01/2000
Qualsiasi diesel	≥ 130 kW	Motore soggetto a importante riconversione al 01/01/2000
Tiers		
Tier I		Motore a servizio di nave costruita il o dopo il 01/01/00
Tier II		Motore a servizio di nave costruita il o dopo il 01/01/11
Tier III		Motore a servizio di nave costruita il o dopo il 01/01/16

Tab. 3 - Limiti di emissione di NO_x

Tier	Data costruzione nave	Limite [g/kWh]	Limite [g/kWh]	Limite [g/kWh]
		$n \leq 130$	$130 < n < 2000$	$n \geq 2000$
I	01/01/00	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
II	01/01/11	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
III	01/01/16	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	2,0

2.2 Emissioni di SO_x

Le aree geografiche soggette al controllo emissivo di SO_x sono elencate nell'*Annex VI (Reg. 14)*, *Annex I (Reg. 1)*, *Annex V (Reg. 1)* [13] della Convenzione di MARPOL 73/78. Tali aree sono incluse nelle zone geografiche riportate in Tab. 1.

L'*Annex VI* introduce limitazioni al contenuto di zolfo consentito nel combustibile ad uso marittimo (Tab. 4): 1) è previsto un limite globale (contenuto di zolfo da ridursi dal 4,50% al 3,50%, in vigore a partire dal 2012, con una riduzione addizionale fino allo 0,50% entro il 2020, e ancora un'ulteriore riduzione non definita nel valore è programmata entro il 2025); 2) è previsto un limite specifico per le aree SECA (*Sulphur Emission Control Areas*), dove le limitazioni sono ancora più stringenti (il contenuto di zolfo è fissato al valore 1,00% a far data dal 2012 e al valore 0,10% a far data dal 2020).

Tab. 4 - Contenuto di zolfo nel combustibile

Esterno aree SECA		Aree SECA	
Contenuto di zolfo [% m/m]	Finestra temporale	Contenuto di zolfo [% m/m]	Finestra temporale
4,50	prima del 01/01/12	1,50	prima del 01/07/10
3,50	dal 01/01/12 al 31/12/19	1,00	dal 01/07/10 al 01/01/15
0,50	dal 01/01/20	0,10	dal 01/01/15

In base all'*Annex VI*, le navi all'interno di un'area SECA devono ottemperare a una delle seguenti condizioni: 1) il contenuto di zolfo presente nel combustibile deve essere inferiore al valore di 1,5% m/m; 2) un sistema di lavaggio degli esausti con abbattimento dell'inquinante può essere utilizzato in alternativa, a condizione che sia in grado di realizzare un abbattimento almeno inferiore al limite di 6,0 gSO_x/kWh contenuto negli esausti; 3) venga in ogni caso impiegato un sistema tecnologico alternativo capace di garantire un abbattimento simile.

Dal momento che la normativa riguarda specificamente il contenuto di zolfo nel combustibile prima della combustione, al fine di ottemperare ai valori appropriati di contenuto di zolfo nell'esausto di combustione, l'IMO ha introdotto una procedura semplificata [15]. Il contenuto di zolfo è verificato negli esausti di combustione e viene calcolato un appropriato rapporto di emissione (SO_2 (ppm)/ CO_2 [% v/v]). È stata realizzata regressivamente una tabella comparativa che mette in relazione il rapporto di emissione calcolato con un equivalente contenuto dedotto di zolfo nel combustibile. Un successivo aggiornamento [16] conferma i limiti precedentemente stabiliti e specifica le condizioni di analisi e di calcolo al fine di ottemperare equivalentemente alle prescrizioni dell'*Annex VI Reg. 14.1* e del *Reg. 14.4* (Tab. 5) [16].

Tab. 5 - Tab. 1 dalla Risoluzione MEPC. 259 (68) [16]

Contenuto di zolfo nel combustibile marittimo [% m/m]	Rapporto di emissione SO_2 (ppm)/ CO_2 [% v/v]
4,50	195,0
3,50	151,7
1,50	65,0
1,00	43,3
0,50	21,7
0,10	4,3

Il *Reg. 14*, a causa delle sue limitazioni particolarmente stringenti, permette agli Stati aderenti alla Convenzione di MARPOL 73-79 di autorizzare sul proprio territorio l'uso di tecnologie e combustibili capaci di ottemperare ai limiti imposti dall'*Annex VI*. Le direttive CE della Comunità Europea [12] incentivano parimenti sia l'impiego di un combustibile il cui contenuto di zolfo rientri nei limiti stabiliti da norma (come può essere l'LNG), così come qualsiasi altra tecnologia alternativa che possa efficacemente sostituire combustibili approvabili rientranti nei limiti suddetti.

2.3 Emissioni di CO

Allo stato attuale della miglior conoscenza disponibile, l'IMO non ha mai emanato alcuna regolamentazione internazionale relativa al CO. Le regolamentazioni emanate a livello nazionale, come ad esempio le direttive dell'EPA (*Environmental Protection Agency* negli USA), possono rappresentare un valido strumento di riferimento [17]. Il *Tiers II*, emanato dall'EPA, fissa il limite emissivo del CO al valore di 5,0 gCO/kWh per i grandi motori destinati alla propulsione marittima.

2.4 Emissioni di CO₂

Le emissioni di CO₂ non sono ancora soggette a limitazioni stabilite, sebbene lo saranno nel prossimo futuro. L'IMO ha introdotto un indice di progettazione di efficienza energetica (*Energy Efficiency Design Index* - EEDI) [18], che si applica alla fase di progettazione del naviglio, e un indicatore di efficienza energetica in fase operativa (*Energy Efficiency Operational Indicator* - EEOI) [19], che si applica nella fase di esercizio operativo del naviglio. Questi indici danno un'informazione rispettivamente circa il rapporto tra costi ambientali e benefici sociali e circa il rapporto tra la performance di rendimento e il tempo di esercizio, durante l'operatività quotidiana della nave.

Nel contesto della normative della Comunità Europea in materia, l'autorizzazione preliminare delle quote di CO₂ nel settore navale [20, 21] è recentemente diventato un obbligo comunitario, ragion per cui la valutazione delle emissioni di CO₂ si estenderà progressivamente anche al settore della propulsione navale.

3 SISTEMI DI PROPULSIONE E CARATTERISTICHE DEL COMBUSTIBILE PER LO STUDIO

Per il presente studio sono state identificate tre turbine a gas quali possibili candidati in termini di motori primi e motori per la generazione di potenza dei servizi di bordo a servizio di applicazioni marittime, al fine di alimentare una tecnologia propulsiva COGES attraverso cicli combinati gas/vapore, con particolare riferimento all'esercizio navale crocieristico intercontinentale. Le caratteristiche tecniche delle turbine a gas sono riportate in Tab. 6, desunte dai dati di catalogo del costruttore e specificate alle usuali condizioni di funzionamento ISO [22, 23, 24]. Tutti i modelli non sono previsti per un impiego facente uso di iniezione di vapore o acqua in camera di combustione per la riduzione di emissione di NO_x .

Tab. 6 - Caratteristiche delle turbine a gas selezionate

Modello GT	Potenza	Heat Rate	Rapporto compress.	RPM	Portata in massa degli esausti	Temperatura in uscita degli esausti	Emissioni NO_x	Emissioni CO
	[MW]	[kJ/kWh]			[kg/s]	[°C]	[ppm 15% O_2]	[ppm 15% O_2]
GE LM2500+	31,0	9796	22,8	3600	89,4	486	25	25
Siemens SGT A30	27,2	9904	20,6	3600	90,1	501	25	25
Solar Taurus 70	8,2	10470	16,5	3600	26,4	515	9	15

A seconda della localizzazione geografica dei campi metaniferi di estrazione, l'LNG mostra una estrema variabilità nella propria composizione chimica. Le simulazioni sono state basate su una composizione media di LNG (3 miscele) desunta da dati di letteratura [4, 25] e inoltre su una tolleranza al contenuto dell'inquinante zolfo presente nell'LNG commerciale desunta da norma inerente l'LNG distribuito dopo il passaggio al rigassificatore [26, 27, 28], così come riportato in Tabb. 7 e 8. In via cautelativa è stato considerato il più alto valore di zolfo presente nell'LNG commerciale distribuito, al fine di testare i risultati ottenibili nelle condizioni più sfavorevoli di inquinanti nel combustibile (100 ppm - 0,01% vol).

Tab. 7 - Composizione delle miscele di LNG

Miscela	CH_4 [% vol]	C_2H_6 [% vol]	C_3H_8 [% vol]	C_4H_{10} [% vol]	C_5H_{12} [% vol]	C_6H_{14} [% vol]	N_2 [% vol]
LNG light	98,60	1,18	0,10	0,02	0,00	0,00	0,10
LNG medium	92,30	5,00	1,50	0,60	0,10	0,00	0,50
LNG heavy	85,87	8,40	3,00	1,20	0,23	0,00	0,50

Tab. 8 - Limiti di tolleranza al contenuto di zolfo nell'LNG

Inquinante	Specifiche EASEE [mg/Sm ³]	Specifiche ISO 15403:2006 [mg/Sm ³]	Specifiche OLT S.p.A. [mg/Sm ³]
RSH	6	15	15,5
H ₂ S	5	5	6,6
S	30	120	150

4 RISULTATI

4.1 Metodologia di approccio

Le turbine a gas sono state simulate tramite schema progettuale di layout del ciclo combinato in ambiente THERMOFLEX®, che garantisce pieno controllo sulle caratteristiche di ogni componente dello schema stesso (combustibile, aria di combustione in ingresso alla turbina, motore della turbina a gas, esausti, ecc.). La portata di combustibile e la temperatura in uscita sono calcolate in base al presupposto che il combustibile sia ossidato in misura completa e il suo potere calorifico sia totalmente sfruttato per ottenere la temperatura di uscita dal combustore. Alle alte temperature la

dissociazione delle specie chimiche è trascurabile in questa tipologia di calcolo e, pertanto, la temperatura adiabatica di fiamma è rappresentata in maniera solo approssimata. Nelle applicazioni comuni i sistemi di generazione di potenza non sfruttano energia a tali elevate temperatura e, poiché la temperatura subisce un decremento all'ingresso e all'uscita della turbina, le specie dissociate vanno incontro a ricombinazione chimica, pertanto la quantità di energia disponibile dall'apporto del combustibile non viene influenzata dalla dissociazione stessa delle specie chimiche.

I modelli di turbine a gas sono basati su parametri fisici e la modellistica di funzionamento è ricostruita dai dati disponibili forniti dal costruttore del turbogas. Tali modelli sono sensibili ai cambiamenti delle condizioni operative, alla composizione chimica del combustibile e sono finanche passibili di qualunque modifica stabilita dall'utente che si renda necessaria per modellizzare il funzionamento del componente. Le emissioni di CO_2 e di SO_x sono valutate sulla base dell'ipotesi modellistica che tutto il carbonio e lo zolfo presenti nel combustibile siano ossidati in misura completa. Altri inquinanti presenti negli esausti (CO , NO_x) sono valutati tramite dati ricavati dalle specifiche tecniche del costruttore e attraverso la procedura di calcolo descritta ai paragrafi successivi.

Sono calcolati e risolti il bilancio chiuso di massa e il bilancio chiuso chimico alla turbina a gas, così come la composizione degli esausti e l'entalpia, fornendo così le grandezze necessarie richieste per un bilancio termico globale. L'*heat rate*, la potenza e il tipo di combustibile sono utilizzati per calcolare la portata di combustibile. Queste grandezze, unitamente alla portata degli esausti, permettono di determinare la portata d'aria all'ingresso della turbina. La composizione, la portata dell'aria e del combustibile in ingresso alla turbina permettono di calcolare la composizione chimica degli esausti. Infine la portata in massa, la composizione e l'entalpia di ogni corrente in ingresso e in uscita dalla turbina a gas risultano pertanto determinate in forma chiusa.

4.2 Discussione dei risultati

La performance di funzionamento delle tre turbine a gas selezionate è stata simulata in condizioni di progetto e di fuori progetto tramite THERMOFLEX® rilasciato da Thermoflow Inc. [29]. I valori di emissione di SO_x e di CO sono stati desunti direttamente dai risultati di output delle simulazioni ottenute tramite THERMOFLEX®.

Le emissioni di SO_x , rappresentate nei grafici sottostanti nella forma dell' SO_2 *emission ratio*, come prescritto dalla normativa, mostrano una apprezzabile dipendenza del risultato dalla composizione dell'LNG e, al contrario, mostrano un trend abbastanza costante del risultato dalle condizioni di funzionamento a pieno carico/carico parziale della turbina a gas. I risultati sono comunque molto al di sotto del valore limite di 4,3 SO_2 (ppm)/ CO_2 [% v/v], che indica equivalentemente un contenuto di zolfo nel combustibile inferiore a 0,10% m/m (Fig. 1).

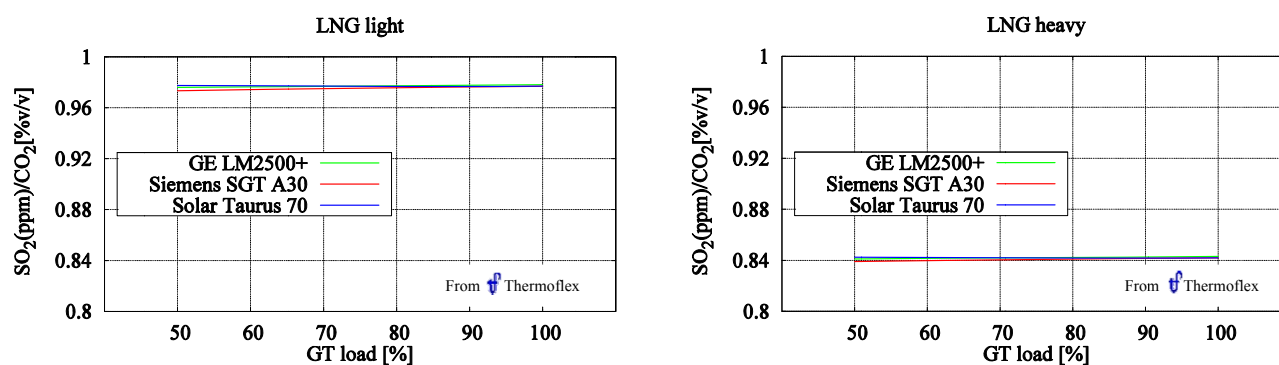


Fig. 1 a/b - Emissioni di SO_x dalle TG per miscele LNG light (a) and LNG heavy (b).

Le emissioni di CO mostrano una scarsa dipendenza dalla composizione chimica dell'LNG. I valori sono molto al di sotto del limite di 5,0 g/kWh stabiliti dal *Tier II* dell'EPA (*Environmental Protection Agency*) (Fig. 2).

Relativamente ai casi descritti in precedenza (LNG light, LNG medium, LNG heavy), i risultati riguardanti la miscela di LNG identificata come "LNG medium" non sono stati riportati in grafico, in considerazione del fatto che essi mostrano sempre un comportamento intermedio tra quello mostrato dalla miscela LNG light e dalla miscela LNG heavy.

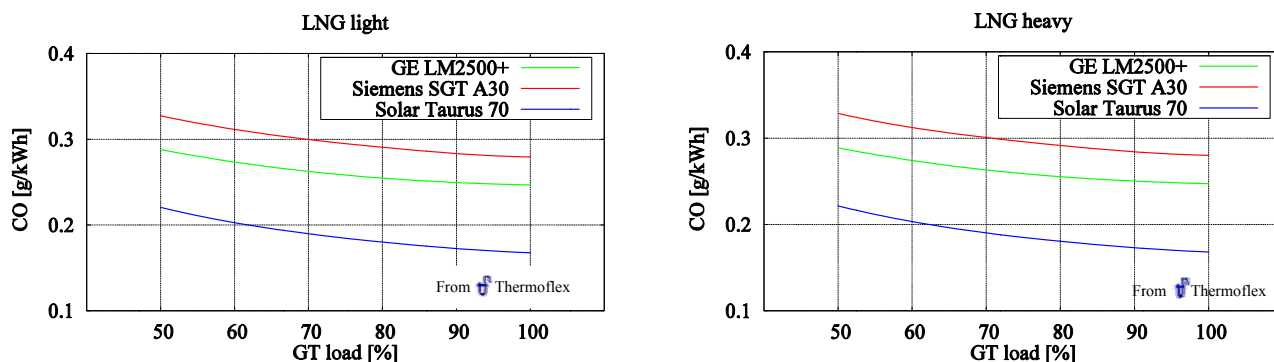


Fig. 2 a/b - Emissioni di CO dalle TG per miscele LNG light (a) and LNG heavy (b).

Al fine di valutare le emissioni di NO_x termici è stata seguita una metodologia differente basata sulla teoria classica. Questo calcolo, risultando di tipo semplificato, presenta alcune limitazioni basate soprattutto sull'impossibilità di usare miscele di combustibile. Per questa ragione le simulazioni sono state realizzate utilizzando metano puro, che rappresenta una valida approssimazione delle tre miscele di LNG sopra descritte. La procedura di calcolo prevede due fasi. Un primo passaggio consiste nella determinazione della temperatura adiabatica di fiamma e della concentrazione dei prodotti di combustione all'equilibrio, una volta che siano note la composizione chimica del combustibile e il rapporto di equivalenza. Il modello di calcolo è basato sull'uso di codici forniti dal Turns [30], basati a loro volta sull'algoritmo di Olikara & Borman [31]. Durante il secondo passaggio, i valori calcolati nel primo passaggio sono utilizzati come input per determinare le emissioni di NO_x termici, la cui rappresentazione modellistica di formazione è basata sul meccanismo di Zeldovich esteso [32].

Il risultato del calcolo per differenti condizioni di fuori progetto è rappresentato nei grafici sottostanti, sia in termini di ppm adimensionalizzate tramite il valore ottenuto in condizione di progetto (Fig. 3/a), sia in termini di gNO_x/kWh (Fig. 3/b), per permettere il confronto del risultato con i limiti imposti dalla normativa. Si evince come i valori di NO_x emessi siano molto al di sotto del limite di 2,0 g/kWh prescritti da *Tier III* dell'EPA, per tutte le condizioni operative testate.

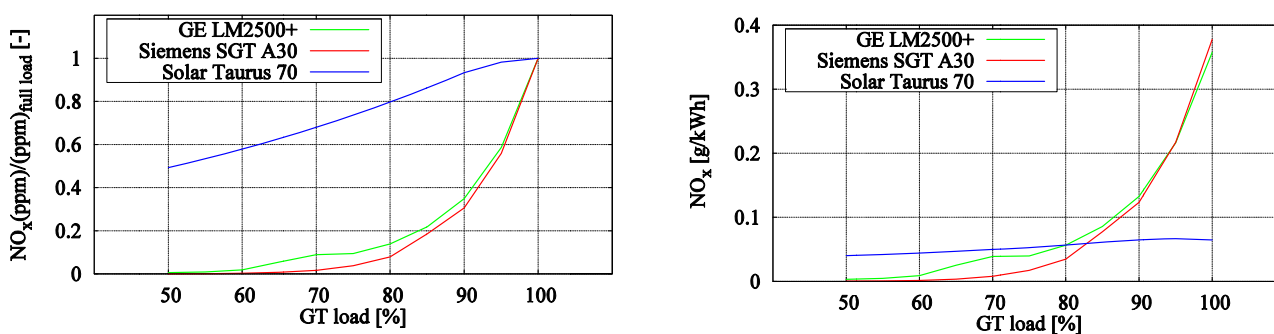


Fig. 3 a/b - Emissioni di NO_x termici dalle TG per la miscela LNG light in ppm adimensionalizzate (a) e in gNO_x/kWh (b).

In considerazione del fatto che nessuna regolamentazione inerente la CO₂ attualmente prescrive valori limite obbligatori (vedi paragrafo 2.4), il componente inquinante emissivo in questione non è di particolare rilievo per il rispetto di alcuna normativa prescrittiva al riguardo. In ogni caso, da un punto di vista tecnologico e per ragioni connesse all'ambito della ricerca, è stato realizzato un confronto tra i risultati ottenuti (Figg. 4-5) e dati di emissioni di tecnologie marittime, desunti dalla letteratura disponibile [1, 4, 33] (Tabb. 9-11). I risultati mostrano sia un buon accordo con i dati della letteratura, sia vantaggi anche più apprezzabili in termini di emissione dell'inquinante CO₂.

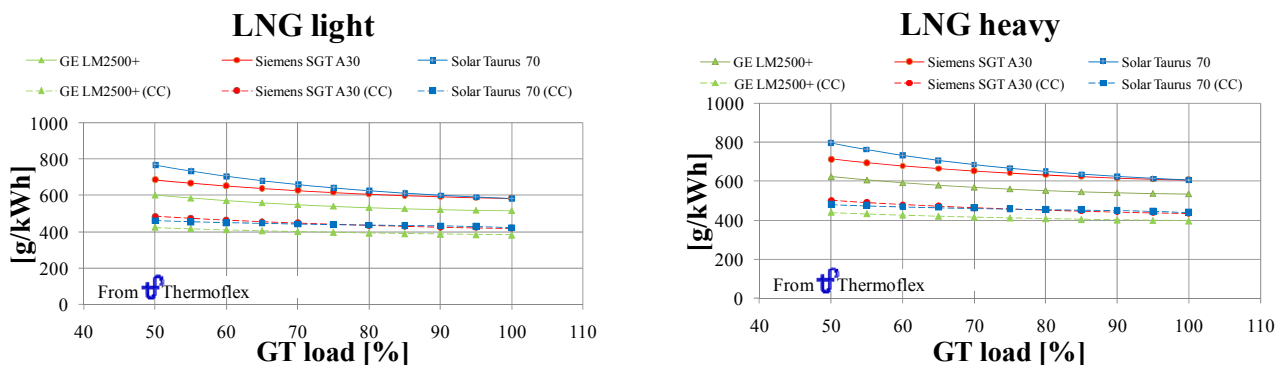


Fig. 4 a/b - Emissioni di CO₂ dalle TG per miscele LNG light (a) and LNG heavy (b).

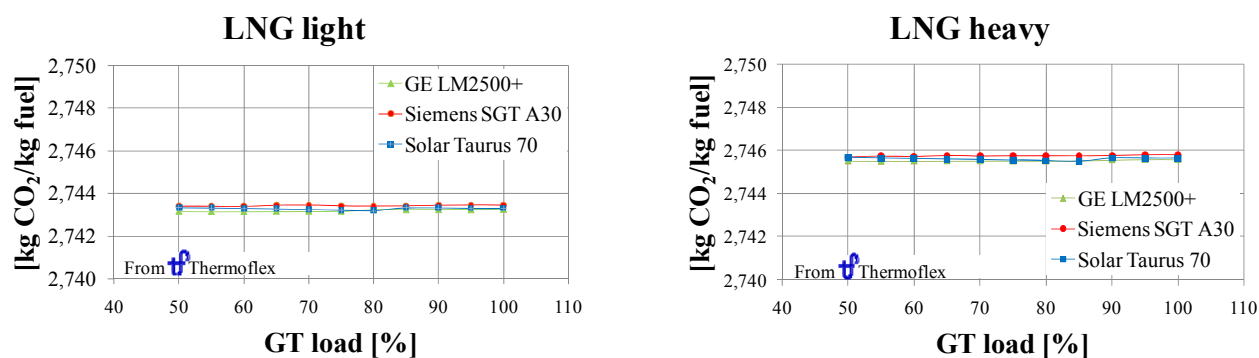


Fig. 5 a/b - Emissioni di CO₂ per kg di combustibile dalle TG per miscele LNG light (a) and LNG heavy (b).

Tab. 9 - Confronto emissioni per motori diesel da dati di letteratura [1] e TG alimentata a LNG

Sistema di propulsione	SO _x	NO _x	CO
	[g/kg combustibile]	[g/kg combustibile]	[g/kg combustibile]
2-S slow speed Diesel (HFO)	54	87	7,4
GT (distillate)	7,6	28,6	0,14
GTs ¹	0,394 (LNG light)	0,774 ÷ 2,152 (LNG light)	0,785 ÷ 1,310 (LNG light)
(Risultati del presente studio)	0,340 (LNG heavy)	0,750 ÷ 2,087 (LNG heavy)	0,761 ÷ 1,270 (LNG heavy)

¹L'intervallo dei risultati ottenuti è da intendersi riferito a tutti i 3 modelli di turbogas e a tutte le condizioni di carico dei turbogas (50%-100%).

Acronimo: HFO (Heavy Fuel Oil).

Tab. 10 - Confronto emissioni per sistemi propulsivi marittimi da dati di letteratura [33] e sistemi propulsivi marittimi con TG alimentata a LNG

Sistema di propulsione	SO _x [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	CO ₂ [g/kWh]
Steam turbine	11,0	1,0	950,0
(50% BOG, 50% HFO)			
Slow-speed diesel	7,7	17,0	580,0
(HFO with 2% sulphur)			
Medium-speed diesel (BOG)	0,05	1,3	445,0
Medium-speed diesel	7,7	12,0	612,0
(HFO with 2% sulphur)			
Medium-speed diesel (MDO)	2,0	12,5	620,0
COGAS (BOG) ¹	0,0	2,5	480,0
GTs COGES ²	0,06÷0,07 (LNG light)	0,3÷1,2 (LNG light)	383,2÷473,2 (LNG light)
(Risultati del presente studio)	0,05÷0,06 (LNG heavy)	0,1÷0,4 (LNG heavy)	396,5÷489,8 (LNG heavy)

¹Il contenuto in zolfo del Boil Off Gas (BOG) è comunemente assunto come trascurabile in letteratura a causa del tasso di zolfo estremamente basso.

²L'intervallo dei risultati ottenuti è da intendersi riferito a tutti i 3 modelli di turbogas e a tutte le condizioni di carico dei turbogas (50%-100%).

Acronimo: HFO (Heavy Fuel Oil), MDO (Marine Diesel Oil).

**Tab. 11 - Confronto emissioni per sistemi propulsivi marittimi da dati di letteratura [4]
e sistemi propulsivi marittimi con TG alimentata a LNG**

Sistema di propulsione	Combustibili	SO _x [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	CO ₂ [g/kWh]
Steam turbine	HFO/gas	1,00	11,00	930,0
Ultra steam turbine	HFO/gas	0,75	8,25	697,0
Gas turbine ¹	MGO/gas	0,00	2,50	590,0
COGES ¹	MGO/gas	0,00	14,00	590,0
2S slow speed diesel with reliquef. plant	HFO	17,00	12,90	550,0
4S med. speed diesel (Diesel electric)	HFO/MDO/ gas	12,00	13,60	612,0
4S med. Speed diesel (Diesel electric) with reliquef. plant	HFO/MDO/ gas	12,00	13,60	612,0
2S slow speed diesel (Diesel electric) (HP)	HFO/gas	0,85	10,12	469,0
2S slow speed diesel (Diesel electric) (LP)	HFO/gas	0,17	2,68	412,0
GTs ² (Risultati del presente studio)	LNG	0,07÷0,11 (LNG light) 0,07÷0,10 (LNG heavy)	0,2÷0,5 (LNG light) 0,2÷0,5 (LNG heavy)	585,3-736,5 (LNG light) 606,0-762,9 (LNG heavy)
GTs COGES ² (Risultati del presente studio)	LNG	0,06÷0,07 (LNG light) 0,05÷0,06 (LNG heavy)	0,3÷1,2 (LNG light) 0,1÷0,4 (LNG heavy)	383,2÷473,2 (LNG light) 396,5÷489,8 (LNG heavy)

¹Il contenuto in zolfo del Boil Off Gas (BOG) è comunemente assunto come trascurabile in letteratura a causa del tasso di zolfo estremamente basso.

²L'intervallo dei risultati ottenuti è da intendersi riferito a tutti i 3 modelli di turbogas e a tutte le condizioni di carico dei turbogas (50%-100%).

Acronimo: HFO (Heavy Fuel Oil), MDO (Marine Diesel Oil), MGO (Marine Gas Oil).

Le comparazioni sopra riportate mostrano inequivocabilmente che le turbine a gas alimentate a LNG possono dimostrarsi efficaci alternative ai più tradizionali motori primi comunemente impiegati per la propulsione marittima. Le performance migliori sono ottenute quando la turbina a gas lavora al suo punto di progetto a pieno carico o in prossimità di esso, poiché il funzionamento del turbogas a carico ridotto riduce la performance in termini di emissioni di inquinanti negli esausti. Per questa ragione una configurazione di ciclo combinato di COGES è vantaggiosa rispetto a una configurazione di ciclo combinato di tipo COGAS, in quanto la potenza trasmessa alle eliche propulsive è più facilmente regolata attraverso l'impiego di un motore elettrico a servizio della propulsione della nave.

5 CONCLUSIONI

I dati desunti dalle schede tecniche dei costruttori e i risultati ottenuti dalle simulazioni mediante software mostrano come i limiti attuali e futuri prescritti per le emissioni da trasporto marittimo, quando il combustibile impiegato sia LNG, siano completamente in accordo con la normativa internazionale in vigore.

Il vantaggio dell'introduzione delle turbine a gas nella propulsione marittima è corroborato da numerose considerazioni. Lo scopo di un ciclo combinato è di ottenere un incremento del lavoro utile del ciclo per una data portata di combustibile: questo è realizzato per mezzo dell'incremento della temperatura media del calore fornito al ciclo e della diminuzione della temperatura del calore scaricato dal ciclo (un ciclo superiore seguito da un ciclo inferiore) [1]. In virtù di tale concezione del ciclo combinato i rendimenti complessivi diventano paragonabili a quelli dei motori diesel alternativi a combustione interna a 2/4 tempi (2T/4T). I grandi motori alternativi tradizionali, inoltre, presentano il limite della complessità della componentistica, nonché dei tipici problemi di peso/dimensioni di un tradizionale propulsore diesel marittimo; al contrario, i motori primi basati su turbina a gas presentano dimensioni ridotte e risultano più leggeri, inoltre il peso complessivo del sistema propulsivo, includendo tutti i componenti del ciclo combinato (HRSG, turbina a vapore condensatore ecc.), risulta ridotto [1, 5-6]. I motori alternativi a combustione interna di tipo *dual fuel* (alimentati da derivati di olio combustibile e gas) presentano il vantaggio di alti rendimenti, basse emissioni di zolfo nell'esausto ma, all'opposto, la necessità di un maggior volume da destinarsi agli equipaggiamenti ausiliari; per questa tipologia di propulsori gli elevati costi di

installazione e manutenzione rappresentano una problematica non indifferente. Le turbine a gas presentano il vantaggio di una elevata affidabilità del sistema di generazione di potenza e di una riduzione delle superfici necessarie alla loro installazione nella sala motori, tuttavia l'elevato consumo di gas /diesel può rappresentare per esse il fattore penalizzante all'impiego [4].

Relativamente all'impiego di gas liquefatto come combustibile, il contenuto estremamente modesto di inquinante solforico all'origine, dovuto alla liquefazione durante la filiera di produzione e al processo di purificazione dai contaminanti presenti nel gas grezzo estratto, a cui è assoggettato l'LNG commerciale, garantisce per quest'ultimo di diventare una valida opzione di combustibile alternativo, teoricamente completamente scevro da potenziale emissivo di SO_2/SO_3 , capace quindi di rientrare nei limiti obbligatori stabili dalla normativa in materia. Inoltre, la tecnologia di combustione propria delle turbine a gas, caratterizzata da stato stazionario e temperatura di fiamma controllata (attraverso dispositivi di tipo DLE o iniezioni di vapore/acqua) assicura una notevole riduzione dell'emissione di NO_x , che facilmente rientra nella normativa di regolamentazione delle emissioni di ossido di azoto per gli attuali motori marittimi.

Infine, in conseguenza del fatto che la valutazione dell'emissione di CO_2 in atmosfera stia gradualmente diventando un fattore chiave nella propulsione marittima [20, 21], così come nella fase operativa del progetto di ogni naviglio (indici EEDI/ EEOI), la scelta dell'LNG (che presenta un rapporto C/H intrinsecamente vantaggioso dal punto di vista ambientale, quando confrontato con il rapporto C/H di oli combustibili diesel o oli combustibili pesanti) è senza dubbio uno step innovativo dal punto di vista della protezione ambientale e della riduzione dei gas serra climalteranti (GHG).

La trattazione del presente capitolo costituisce ulteriore elaborazione di quanto proposto come coautore in contributo a convegno [33].

BIBLIOGRAFIA

- [1] F. HAGLIND, *A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships*, in "Energy Conversion & Management", 49 (2008), Part I, pp. 3458-67, Part II, pp. 3468-75, Part III, pp. 3476-82.
- [2] B.N. SANNEMAN, *Pioneering Gas Turbine - Electric System in Cruise Ships: a performance update*, in "Marine technology", 41, 4 (2004), pp. 161-166.
- [3] M. ALTOSOLE, G. BENVENUTO, U. CAMPORA, M. LAVIOLA, A. TRUCCO, *Waste heat recovery from marine gas turbine and diesel engines*, in "Energies", 10 (2017), p. 718.
- [4] I. ARIAS FERNÁNDEZ, M. ROMERO GÓMEZ, J. ROMERO GÓMEZ, A.Á. BAALIÑA INSUA, *Review of propulsion systems on LNG carriers*, in "Renewable and Sustainable Energy Reviews", 67 (2017), pp. 1395-1411.
- [5] L. ELLINGTON, G. MC ANDREWS, A. H. MENSIONIDES, R. TANWAR, *Gas turbine propulsion for LNG transports*, in ASME Turbo Expo 2006, 2006.
- [6] A. ALVAREZ, M. J. COLEMAN, J. ORDONEZ, *Ship weight reduction and efficiency enhancement through combined power cycles*, in "Energy", 93 (2015), pp. 521-533.
- [7] D. WOODYARD, *Pounder's marine Diesel engines and gas turbines*, Nutterworth-Heinemann, 2009.
- [8] B. M. ACKERMANN, *Modular gas turbine propulsors: a viable alternative for today's merchant fleet*, in "Marine technology", 40, 2 (2003), pp. 106-125.
- [9] J.J. CORBETT, H. W. KOEHLER, *Updated emissions from ocean shipping*, in "Journal of Geophysical Research Atmospheres", 108 (2003), D20.
- [10] V. EYRING, H. W. KOEHLER, A. LAUER, J. VAN AARDENNE, *Emissions from international shipping: 1. The last 50 years*, in "Journal of Geophysical Research", 110 (2005), D117305.
- [11] *Reducing sulphur emission from ships - The impact of international regulations*, in "International Transport Forum Policy Papers", 18 (2016), OECD Publishing.
- [12] Dir. 2016/802 del Parlamento europeo e del Consiglio UE dell'11 maggio 2016: *Riduzione del tenore di zolfo di alcuni combustibili liquidi*, in G.U., 2ª Serie Speciale Unione Europea 21/07/2016, n. 55.
- [13] Res. MEPC.176 (58): *Amendments to the annex of the protocol of 1997 to amend the international convention for the prevention of pollution from ships, 1973, as modified by the protocol of 1978 relating thereto - Revised MARPOL Annex VI* (adopt. Oct. 10th 2008).
- [14] Res. MEPC.177 (58) - Annex 14: *Amendments to the technical code on control of emission of nitrogen oxides from marine diesel engines - NO_x Technical Code 2008*, mepc 58/23/add.1 (adopt. Oct. 10th 2008).
- [15] Res. MEPC.184 (59) - Annex 9: *2009 guidelines for exhaust gas cleaning systems*, mepc 59/24/add.1 (adopt. Jul. 17th 2009).
- [16] Res. MEPC.259 (68) - Annex 1: *2015 guidelines for exhaust gas cleaning systems*, mepc 68/21/add.1 (adopt. May 15th 2015).
- [17] *Regulatory Update - Overview of EPA's Emission Standards for Marine Engines*, EPA Off. of Transp. and Air Qual. (2004), EPA/EPA420-F-04-031.
- [18] Res. MEPC. 308 (73): *2018 guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships*, mepc 73/19/add.1 (adopt. Oct. 26th 2018).
- [19] Circ. MEPC. 684; *Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI)*, mepc 1/Circ.684 (adopt. Aug. 17th 2009).
- [20] Reg. (UE) 2015/757 del Parlamento europeo e del Consiglio del 29 aprile 2015: *Monitoraggio, comunicazione e verifica delle emissioni di anidride carbonica generate dal trasporto marittimo*, in G.U.C.E 19/05/2015, L. 123/55.

- [21] Reg. delegato (UE) 2016/2071 della Commissione del 22 settembre 2016: *Modifica regolamento (UE) 2015/757 del Parlamento Europeo e del Consiglio per quanto riguarda i metodi per il monitoraggio delle emissioni di anidride carbonica e le regole relative al monitoraggio delle altre informazioni pertinenti*, in G.U.C.E. 26/11/2016, L. 320/1.
- [22] GE datasheets: *Fast, Flexible Power Aeroderivative Product and Service Solutions*, GE Power & Water, 2013.
- [23] Siemens datasheets: *Siemens gas turbine portfolio*, 2018.
- [24] Solar Turb. Incorp. Datasheets: *Taurus 70 - Gas Turbine generator set*, Solar Turbines Incorp., 2018.
- [25] E. QUEROL, B. GONZALEZ-REGUERAR, J. GARCÍA-TORRENT, M.J. GARCÍA-MARTÍNEZ, *Boil off gas (BOG) management in Spanish liquid natural gas (LNG) terminals*, in “Applied Energy”, 87 (2010), pp. 3384-92.
- [26] *Technical Statement on Commercial Natural Gas in CNG and LNG Fueled Mobile Heavy-Duty Engine Applications*, Truck & Engine Manufacturer Association, Chicago Illinois, 2014.
- [27] *LNG and gas quality and measurement manual for LNG carriers calling at terminal-offshore* LNG TOSCANA S.p.A. (OLT), LNG and Gas Quality and Measurement Manual, OLT s.p.a., rev. 06, 2017.
- [28] S. JOHANNESSON, M. REY, X. RIBAS, *LNG Blue Corridors - Gas quality*, DG MOVE 7th framework programme GC.SST.2012.2-3 GA NO. 321592, Eur. Comm., 2014.
- [29] THERMOFLEX® licence v28.2 by Thermoflow Inc., 2019.
- [30] S. R. TURNS, *An Introduction to Combustion. Concepts and Applications*, 3rd Edition, McGraw Hill, 2012.
- [31] C. OLIKARA, G. L. BORMAN, *A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I. C. Engines*, SAE Paper 750468, 1975.
- [32] G. A. LAVOIE, J. B. HEYWOOD, J. C. KECK, *Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines*, in “Combustion science and technology”, 1, 4 (1970), pp. 313-326.
- [33] D. BARSÌ, A. BONO, F. SATTÀ, P. ZUNINO, *Gas turbine prime movers fuelled by LNG as a future alternative for sustainable power in marine propulsion: current emission policy assessment and exhaust quality evaluation*, in Proceedings of International Symposium SUPEHR’19 Conference & Exhibition SUSTAINABLE POLYENERGY GENERATION AND HARVESTING, Savona, 4-6 September 2019, E3S Web Conf., 113 (2019), 02018.

IMPIANTI A CICLO COMBINATO E TECNICHE DI OTTIMIZZAZIONE

Gli impianti a ciclo combinato sono una particolare categoria degli impianti a cogenerazione, le cui caratteristiche sono illustrate al paragrafo successivo. La cogenerazione (intesa come generazione congiunta di energia elettrica ed energia termica, sotto forma di vapore) è realizzata tramite la combinazione di due cicli termodinamici (*topping cycle* – ad alta temperatura e *bottoming cycle* – a temperatura inferiore), ove il primo ciclo (il topping cycle, usualmente un ciclo Brayton) è finalizzato alla produzione di energia elettrica tramite generatore elettrico calettato alla turbina a gas del ciclo a gas, mentre il secondo ciclo (il bottoming cycle, usualmente un ciclo Rankine o una sua variante) è finalizzato alla produzione di energia elettrica, tramite il recupero dell'energia termica di scarico dal topping cycle, mediante generatore elettrico calettato alla turbina a vapore del ciclo a vapore [1-5].

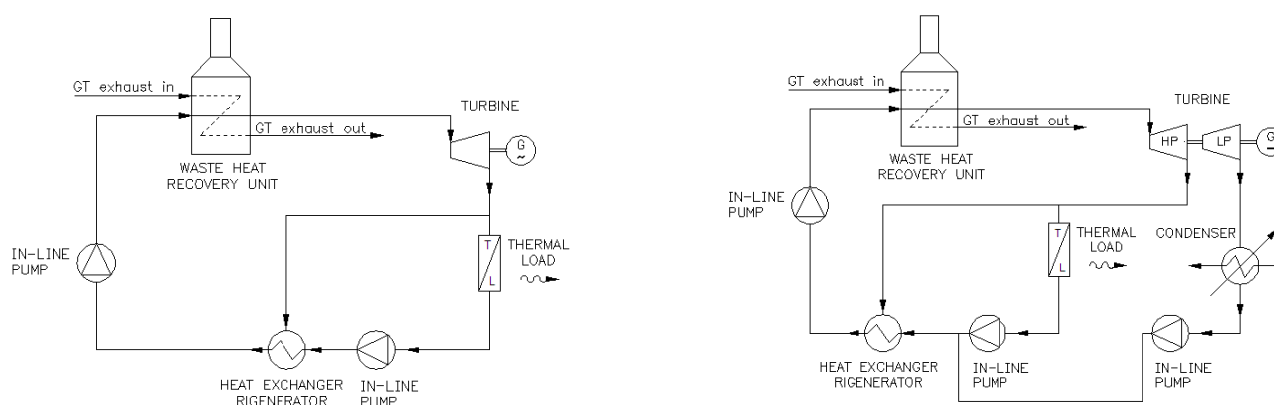
La “combinazione di due cicli permette il recupero di gran parte dell'energia termica ancora contenuta negli esausti di scarico (essendo il ciclo a gas un ciclo aperto) dal turbogas, che altrimenti verrebbe scaricata nell'ambiente (con riferimento al secondo principio della termodinamica, l'ambiente è la sorgente a temperatura inferiore del ciclo di Carnot ideale) [6-7].

1 IMPIANTI DI COGENERAZIONE

Negli impianti di cogenerazione (anche chiamati impianti a recupero) la produzione di energia elettrica è associata alla produzione di energia termica (sotto forma di vapore o acqua compressa ad alta temperatura) da destinarsi ad un'utenza termica (altra industria di processo, teleriscaldamento, etc.). L'energia termica può essere trasformata in energia elettrica mediante un ciclo a vapore.

L'impianto può essere definito a recupero totale (impianto a contropressione), nel caso in cui tutto il vapore prodotto viene fatto espandere nella turbina a vapore (la cui pressione di scarico è imposta dalle esigenze dell'utilizzazione termica). La pressione di scarico della turbina è generalmente inferiore o uguale alla pressione atmosferica (contropressione). L'utenza termica svolge la funzione di “condensatore” dell'impianto: il vapore condensato viene pompato nuovamente al generatore per chiudere il ciclo [1-4].

L'impianto può essere definito a recupero parziale, nel caso in cui solo parte del vapore prodotto copre le esigenze dell'utenza termica: la portata di vapore destinata all'utenza termica è estratta dalla turbina (turbina a estrazione/spillamento), sfruttata e condensata dall'utenza termica, mentre la rimanente portata di vapore termina il proprio processo di espansione in turbina e viene convogliata nel tradizionale condensatore (impianto a condensazione) (Figg. 1-2).



Figg. 1-2 - Impianto a recupero totale (contropressione) e impianto a recupero parziale (turbina a estrazione).

2 CICLI COMBINATI

L'impianto a ciclo combinato sfrutta il contenuto entalpico posseduto dai gas combusti ad alta temperatura che vengono scaricati dalla turbina a gas. Questi vengono utilizzati in un generatore di vapore di tipo *unfired*, comunemente indicato con HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) per produrre vapore per alimentare un ciclo Rankine con turbina a vapore, recuperando in tal modo energia che andrebbe altrimenti dispersa in atmosfera con il solo ciclo Brayton aperto (ciclo a gas) (Fig. 3). Dal momento che i gas combusti in uscita dal turbogas possiedono un elevato contenuto di ossigeno a causa dell'eccesso di aria con cui è alimentata la combustione in turbina a gas, spesso è impiegata la post-combustione (Fig. 4), tramite cui i primi vengono parzialmente utilizzati come comburente caldo per alimentare una seconda combustione di combustibile addizionale prima dell'ingresso dei gas caldi nella caldaia a recupero. I cicli combinati possono raggiungere rendimenti molto elevati (50%-60%), che, con particolari accorgimenti, possono arrivare ai valori attuali estremamente elevati, fatti registrare nei grandi gruppi combinati di produzione di energia elettrica (Siemens AG, 2011, 60.75%; EDF, 2016, 62.22%; Chubu Electric's Nishi-ku, 2017, 62%; GE, 2017, 63.7%; Mitsubishi, 2017, 63%) [3, 8-13].

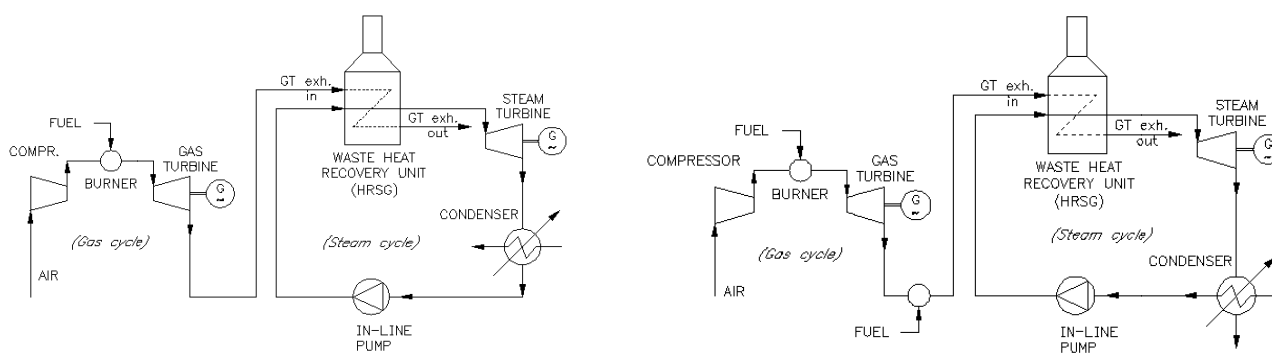


Fig. 3-4 - Impianto a ciclo combinato semplice e impianto a ciclo combinato con post-combustione.

2.1 Topping cycle - ciclo a gas

Il ciclo di lavoro, relativo alla sezione turbogas, comunemente impiegato quale *topping cycle* nell'ambito di un ciclo combinato, è costituito dal *ciclo semplice aperto*.

Il compressore è alimentato in aspirazione da aria prelevata dall'ambiente esterno, la mandata del compressore fornisce il comburente per la combustione del combustibile iniettato nel combustore, la turbina a gas è la macchina motrice che converte in lavoro meccanico l'energia contenuta nei gas combusti tramite espansione del fluido di lavoro (aria). Lo scarico degli esausti di combustione avviene direttamente in atmosfera: manca pertanto una quarta trasformazione di chiusura del ciclo termodinamico, che, per tale ragione, viene definito aperto (Fig. 5) [9, 13-14].

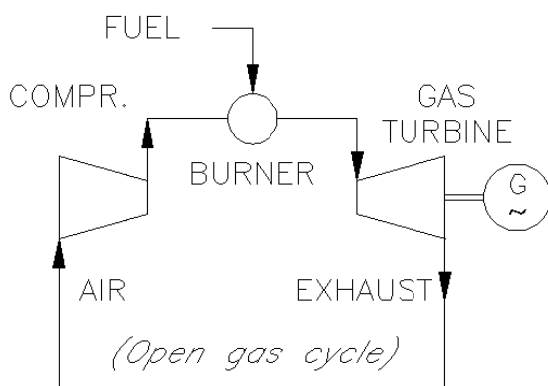


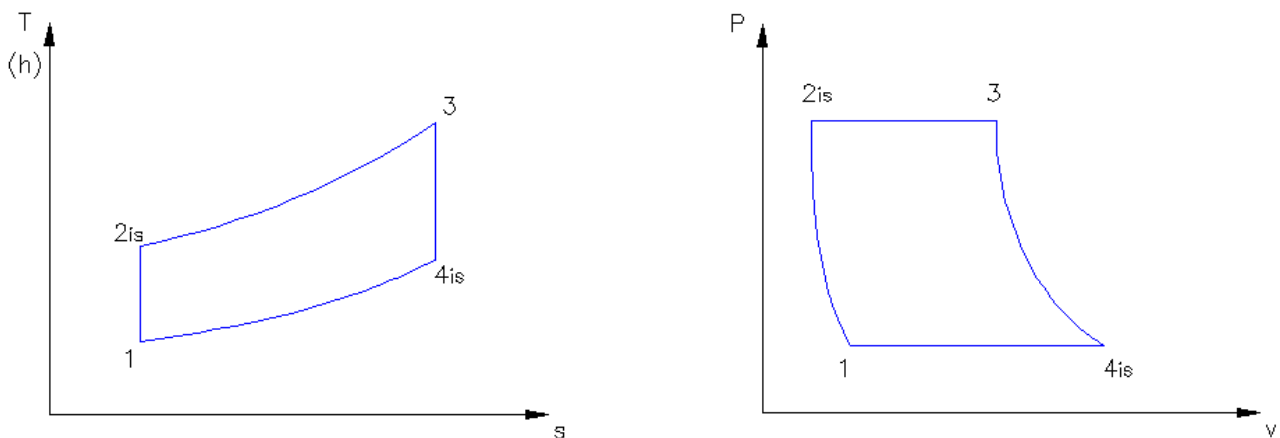
Fig. 5 - Ciclo a gas aperto.

Sebbene esistano cicli a gas chiusi (con fluidi di lavoro separati dall'aria atmosferica), tali cicli sono usualmente di tipo *unfired*: richiedono la cessione dalla sorgente a temperatura superiore e la cessione alla sorgente a temperatura inferiore mediante scambiatori di calore, realizzando la quarta trasformazione di chiusura del ciclo termodinamico. Non sono tuttavia impiegati nel ciclo combinato tradizionale, riservandone l'impiego per applicazioni speciali o di ricerca appositamente.

2.1.1 Ciclo Brayton ideale

Il ciclo a gas semplice [6-7, 14], chiamato ciclo Brayton, nella sua versione ideale è costituito da quattro trasformazioni termodinamiche stazionarie e reversibili, nei piani T_s (o P_v)¹, così individuate:

- compressione adiabatica reversibile (isoentropica) 1-2_{is};
- riscaldamento isobaro 2_{is}-3;
- espansione adiabatica reversibile (isoentropica) 3-4_{is};
- raffreddamento isobaro 4_{is}-1.



Figg. 6-7 - Ciclo Brayton ideale nel piano T_s (diagramma entropico) e nel piano P_v .

Indicato con q_{sup} e q_{inf} il calore scambiato a pressione costate con le sorgenti a temperature superiore ed inferiore, con c_p la capacità termica massica (calore specifico) a pressione costante, posti (Figg. 6-7):

$$q_{\text{sup}} = c_p(T_3 - T_{2\text{is}}) \quad q_{\text{inf}} = c_p(T_{4\text{is}} - T_1); \quad T_3 T_1 = T_{4\text{is}} T_{2\text{is}} \text{ (ciclo simmetrico);}$$

il rendimento η , considerando la proprietà di simmetria del ciclo, può essere scritto come:

$$\eta = 1 - \frac{q_{\text{inf}}}{q_{\text{sup}}} = 1 - \frac{T_1}{T_{2\text{is}}};$$

il lavoro del ciclo, differenza del lavoro di espansione e di compressione, può essere scritto come:

$$l_{\text{ciclo}} = l_{\text{tis}} - l_{\text{cis}};$$

$$l_{\text{tis}} = h_3 - h_{4\text{is}} = c_p(T_3 - T_{4\text{is}}); \quad l_{\text{cis}} = h_{2\text{is}} - h_1 = c_p(T_{2\text{is}} - T_1).$$

2.1.2 Ciclo Brayton reale

Il ciclo Brayton reale introduce la non isoentropicità della compressione e dell'espansione, e la non isobaricità della combustione (Fig. 8). Di tali irreversibilità si tiene conto attraverso il rendimento η_c del compressore e η_t della turbina, nonché del cambio di curva isobara nella trasformazione di combustione. Definiti:

$$l_{\text{cis}} = h_{2\text{is}} - h_1 = c_p(T_{2\text{is}} - T_1) \quad l_c = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1);$$

$$l_{\text{tis}} = h_3 - h_{4\text{is}} = c_p(T_3 - T_{4\text{is}}) \quad l_t = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4);$$

con:

¹ Con lettera minuscola è indicata la grandezza riferita all'unità di massa: v (volume massico [m^3/kg]); h (entalpia massica [kJ/kg]); s (entropia massica [$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$]); v (volume massico [m^3/kg]); q (calore massico [J/kg]); l (lavoro massico [J/kg]).

$$\eta_c = \frac{l_{c, is}}{l_c} \quad \eta_t = \frac{l_t}{l_{t, is}};$$

il lavoro del ciclo, differenza del lavoro di espansione e di compressione, può essere scritto come:
 $l_{ciclo} = l_t - l_c$.

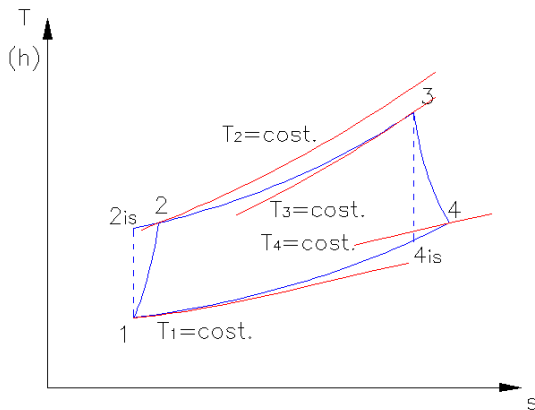


Fig. 8 - Ciclo Brayton reale nel piano T_s (diagramma entropico).

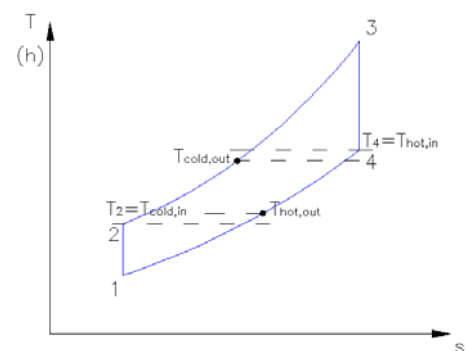
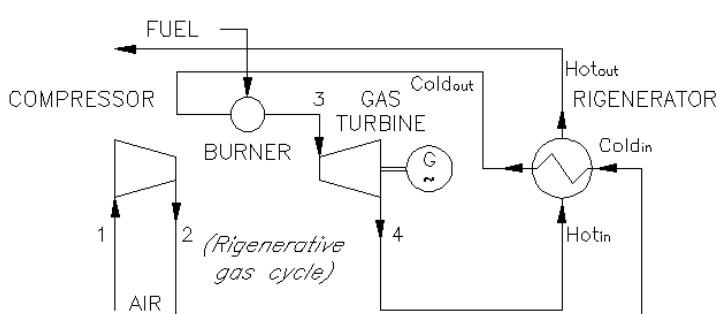
2.2 Tecniche di ottimizzazione del ciclo Brayton

2.2.1 Rigenerazione

La rigenerazione consiste nel preriscaldare l'aria comburente in ingresso al combustore tramite i gas di scarico caldi in uscita dalla turbina a gas, mediante uno scambiatore di calore gas-gas, detto appunto rigeneratore (Figg. 9-10).

La temperatura dei gas combusti in uscita dal turbogas $T_4 = T_{hot, in}$ viene ridotta al valore $T_{hot, out}$, la temperatura dell'aria comburente viene elevata dal valore $T_2 = T_{cold, in}$ al valore $T_{cold, out}$.

Con detto dispositivo viene ridotta la quantità di combustibile da somministrare al ciclo per raggiungere la temperatura T_3 di ingresso in turbina (si realizza una diminuzione del calore q_{sup} fornito dalla sorgente a temperatura superiore). A parità delle altre variabili e del lavoro prodotto dal ciclo, $l_{ciclo} = l_t - l_c$, si ottiene un aumento del rendimento η del ciclo [8, 11, 13-14].



Figg. 9-10 - Ciclo Brayton rigenerativo e piano T_s (diagramma entropico).

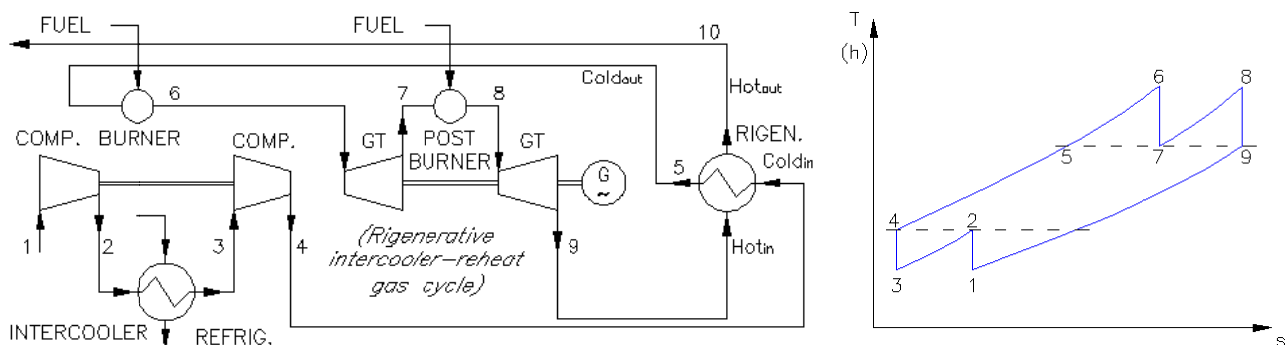
2.2.2 Compressione interrefrigerata e riscaldamenti ripetuti

La tecnica dell'interrefrigerazione permette di limitare il lavoro richiesto per la trasformazione di compressione: un numero di stadi di interrefrigerazione teoricamente infinito permetterebbe di realizzare una compressione isoterma, con un lavoro di compressione minimo. La tecnica del riscaldamento ripetuto tra gli stadi della turbina (a parità di rapporto di compressione e temperatura

T_3 di ingresso) permette di incrementare il lavoro massico elaborato: un numero di stadi teoricamente infinito di riscaldamento ripetuto permetterebbe di realizzare lavoro di espansione massimo. Il lavoro massico prodotto viene incrementato dall'interrefrigerazione e dal riscaldamento ripetuto.

Dalla relazione $\eta = 1 - (q_{\text{inf}}/q_{\text{sup}})$ si evince come, crescendo la quantità di calore assorbita dalla sorgente a temperatura superiore, il rendimento deve necessariamente ridursi. Tuttavia, questa tecnica permette di elevare la temperatura di scarico dalla turbina a gas e di ridurre la temperatura in uscita dalla compressione, permettendo così di sfruttare al meglio l'energia resasi disponibile per la rigenerazione.

La tecnica dell'interrefrigerazione e quella del riscaldamento ripetuto (Figg. 11-12) sono usate in combinazione con la rigenerazione e, nei casi reali, per ragioni economiche e costruttive, il numero di interrefrigerazioni/riscaldamenti ripetuti non può superare qualche unità (2 o 3) [8, 11, 13-14].



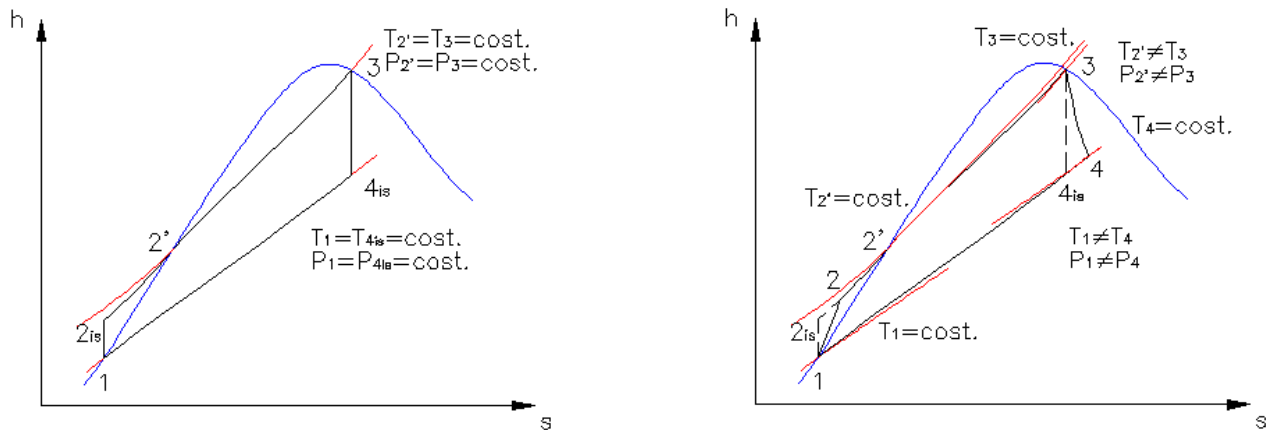
Figg. 11-12 - Ciclo Brayton rigenerativo a compressione interrefrigerata e surriscaldamenti ripetuti e piano T - s (diagramma entropico).

2.3 Bottoming cycle - ciclo a vapore

Il ciclo inferiore di un ciclo combinato è usualmente costituito da un ciclo chiuso a vapore. Un fluido (generalmente acqua), che si trova allo stato di vapore, cede la propria energia termica, che viene trasformata in lavoro meccanico, attraverso una serie di componenti del ciclo, che permettono sia di estrarre lavoro utile, sia di riportare il fluido nelle condizioni iniziali e di chiudere così il ciclo termodinamico. Nel ciclo vi è scambio di energia, ma non di massa.

Nei cicli a vapore il calore viene ceduto dalla sorgente a temperatura superiore al fluido di lavoro in maniera diretta (combustione – ciclo con generatore di calore *fired*), ovvero in maniera indiretta, tramite un generatore di calore a recupero (scambio termico – ciclo con generatore di calore *unfired*, *Heat Recovery Steam Generator*), che utilizza il calore di scarto ricevuto dal ciclo a gas superiore, realizzato mediante turbina a gas. I cicli combinati in esame adottano – come si è detto – questa seconda tipologia di sorgente termica per aumentare il rendimento complessivo dell'impianto motore. In obbedienza al secondo principio della termodinamica, la cessione del calore alla sorgente a temperatura inferiore, per la chiusura del ciclo, avviene tramite condensazione del vapore a una utenza termica (cogenerazione), ovvero tramite la classica condensazione di processo, realizzata per mezzo di un condensatore o di una torre evaporativa.

A differenza di quanto accade nei cicli combinati al servizio dei grandi termoelettrici terrestri, dove la condensazione può essere facilmente realizzata tramite utenze termiche di notevole assorbimento termico (cartiere, teleriscaldamento, etc.), ovvero acqua di fiume/mare, ovvero in torre parabolica a convezione naturale/torre a ventilazione forzata, senza vincoli di approvvigionamento e di spazio, la realizzazione di un ciclo combinato per applicazioni navali deve necessariamente tenere in considerazione le esigenze di condensazione *on-board*, quest'ultima realizzabile solo attraverso il prelevamento di acqua marina (con i relativi vincoli termici al rilascio), o con torre evaporativa a ventilazione meccanica [6-7, 9].



Figg. 15-16 - Piani h_s (diagramma di Mollier) del ciclo Rankine ideale e ciclo Rankine reale.

Nel ciclo Rankine ideale (Fig. 15), in termini entalpici, si ha:

$q_{\text{sup}} = h_3 - h_{2\text{is}} \cong h_3 - h_1$, se si trascura la variazione di entalpia della compressione che, trattandosi di fluido incompressibile (liquido), risulta molto piccola;

$$q_{\text{inf}} = h_{4\text{is}} - h_1.$$

Essendo inoltre: $l_{\text{ciclo}} = q_{\text{sup}} - q_{\text{inf}} \cong h_3 - h_{4\text{is}}$, ovvero, secondo espressione alternativa:

$$l_{\text{ciclo}} = l_{\text{t, is}} - l_{\text{c, is}};$$

avendo indicato con:

$$l_{\text{c, is}} = h_{2\text{is}} - h_1 \quad \text{e} \quad l_{\text{t, is}} = h_3 - h_{4\text{is}};$$

si perviene all'espressione $l_{\text{ciclo}} = l_{\text{t, is}} - l_{\text{c, is}} \cong h_3 - h_{4\text{is}}$.

Segue in definitiva, quale espressione del rendimento del ciclo:

$$\eta = \frac{l_{\text{ciclo}}}{q_{\text{sup}}} \cong \frac{h_3 - h_{4\text{is}}}{h_3 - h_1}$$

Nel ciclo Rankine reale (Fig. 16), si introducono le irreversibilità (non isoentropicità) delle trasformazioni, attraverso i rendimenti interni di turbina e pompa; ridefinendo le espressioni del lavoro, in termini entalpici, si ha:

$$l_t = \eta_t l_{\text{t, is}} \quad \text{e} \quad l_c = \frac{l_{\text{c, is}}}{\eta_c};$$

$$l_{\text{ciclo}} = l_t - l_c;$$

ottenendo infine:

$$\eta = \frac{l_{\text{ciclo}}}{q_{\text{sup}}} \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}.$$

Nel ciclo Rankine reale a vapore surriscaldato (Figg. 17-18), di fatto quello impiegato in impianti reali, il riscaldamento del fluido di lavoro viene protratto nella zona del vapore surriscaldato (il punto 3 di inizio espansione non è più posizionato sul contorno della curva a campana, ma fuori di essa), elevando così il contenuto entalpico del vapore, e spostando il punto 4 di fine espansione, ricadente all'interno della curva a campana, verso destra (realizzando un aumento del titolo del vapore allo scarico turbina).

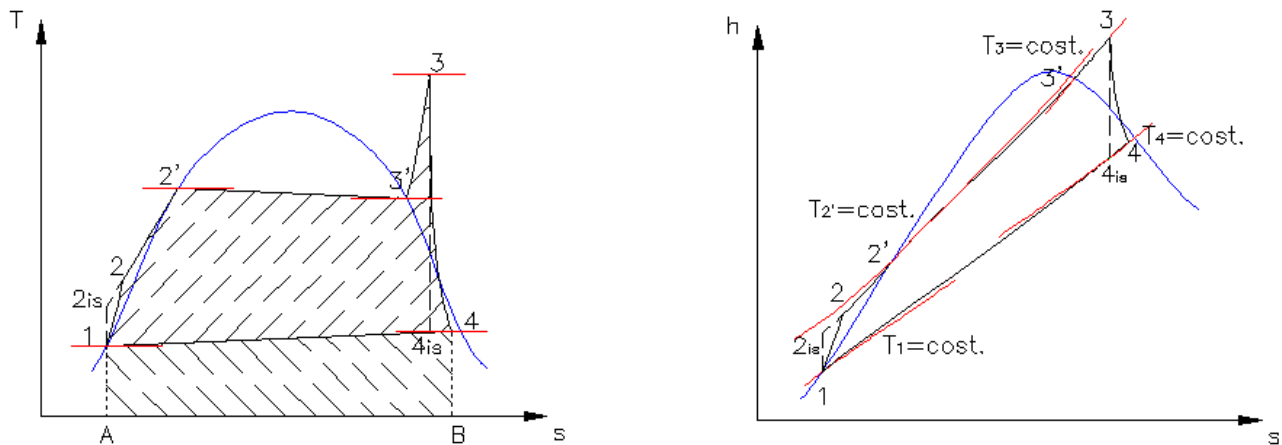
Valgono le consuete espressioni:

$$l_t = h_3 - h_4 \quad \text{e} \quad l_c = h_2 - h_1;$$

$$l_{\text{ciclo}} = l_t - l_c;$$

ottenendo infine:

$$\eta = \frac{l_{\text{ciclo}}}{q_{\text{sup}}} \cong \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1}.$$



Figg. 17-18 - Piani T_s (diagramma entropico) e h_s (diagramma di Mollier) del ciclo Rankine reale a vapore surriscaldato.

2.5 Tecniche per l'incremento del rendimento di un ciclo Rankine

Le tecniche più utilizzate per la strategia di incremento del valore del rendimento di un ciclo Rankine sono relativamente ben consolidate e possono riassumersi in [3, 5, 8-13, 15-19]:

- riduzione del valore della pressione di condensazione;
- incremento del valore della temperatura finale di surriscaldamento;
- incremento del valore della pressione di evaporazione;
- inserimento dei surriscaldamenti ripetuti;
- inserimento della rigenerazione;
- realizzazione di cicli sovrapposti (il cui classico esempio sono i cicli combinati già discussi).

2.5.1 Riduzione del valore della pressione di condensazione

La riduzione della pressione dal valore di scarico 4 al valore di scarico 4_{low} porta alla ridefinizione dei punti del ciclo nel piano termodinamico e sulla relativa curva a campana (Figg. 19-20). Si osservano, oltre all'abbassamento della temperatura di condensazione, l'aumento del lavoro del ciclo l_{ciclo} e l'aumento del calore assorbito dal fluido di lavoro q_{sup} . Indicate dette variazioni, di lavoro del ciclo l_{ciclo} e di calore assorbito dal fluido di lavoro q_{sup} con:

$$\Delta l_{ciclo} = \Delta A_1 \stackrel{\text{def}}{=} A_{(1_{low}, 2_{low}, 2', 3, 4_{low})} - A_{(1, 2, 2', 3, 4)};$$

$$\Delta q_{sup} = \Delta A_2 \stackrel{\text{def}}{=} A_{(A_{low}, 2_{low}, 2', 3, B)} - A_{(A, 2, 2', 3, B)};$$

dal fatto che le aree hanno dimensioni paragonabili, e osservando che $\Delta A_1 > \Delta A_2$, il risultato complessivo si traduce in un incremento del rendimento complessivo del ciclo, secondo la relazione

$$\eta = \frac{l_{ciclo}}{q_{sup}}.$$

La riduzione della pressione allo scarico, tuttavia, comporta la riduzione del titolo della miscela liquido-vapore e la necessità di operare con condensatori di aumentati complessità costruttiva e costi (sottoatmosferici), nonché quella di prevedere unità di deareazione a valle.



Figg. 19-20 - Piani T_s (diagramma entropico) del ciclo Rankine ideale: effetto della riduzione della pressione di condensazione.

2.5.2 Incremento del valore della temperatura finale di surriscaldamento

L'incremento della temperatura finale di surriscaldamento del vapore, a parità di pressione di evaporazione nel generatore di vapore, porta alla ridefinizione dei punti del ciclo nel piano termodinamico e sulla relativa curva a campana (Figg. 21-22).

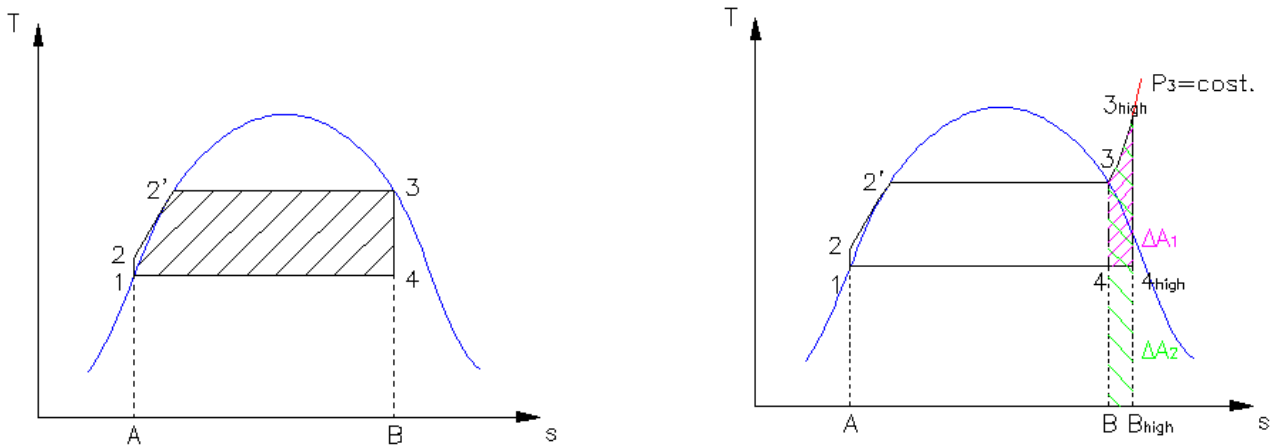
Si osservano, a parità di temperatura di evaporazione, lo spostamento verso destra dei punti di inizio e fine espansione in turbina, nonché l'aumento del lavoro del ciclo l_{ciclo} e l'aumento del calore assorbito dal fluido di lavoro q_{sup} .

Indicate dette variazioni di lavoro del ciclo l_{ciclo} e di calore assorbito dal fluido di lavoro q_{sup} rispettivamente con:

$$\Delta l_{\text{ciclo}} = \Delta A_1 \stackrel{\text{def}}{=} A_{(1,2,2',3,3_{\text{high}},4_{\text{high}})} - A_{(1,2,2',3,4)};$$

$$\Delta q_{\text{sup}} = \Delta A_2 \stackrel{\text{def}}{=} A_{(A,2,2',3,3_{\text{high}},B_{\text{high}})} - A_{(A,2,2',3,B)};$$

Il risultato complessivo si traduce in un incremento del rendimento complessivo del ciclo, secondo la consueta relazione $\eta = \frac{l_{\text{ciclo}}}{q_{\text{sup}}}$. In questo caso, lo spostamento verso destra del punto di fine espansione 4_{high} porta a un aumento del titolo della miscela liquido-vapore.



Figg. 21-22 - Piani T_s (diagramma entropico) del ciclo Rankine ideale: effetto dell'incremento del valore della temperatura finale di surriscaldamento.

2.5.3 Incremento del valore della pressione di evaporazione

L'incremento del valore della pressione di evaporazione, a parità di temperatura finale di surriscaldamento del vapore, porta alla ridefinizione dei punti del ciclo nel piano termodinamico e sulla relativa curva a campana (Figg. 23-24).

Si osservano, a parità di temperatura massima del ciclo e della pressione di scarico dalla turbina, lo spostamento verso sinistra dei punti di inizio e fine espansione in turbina.

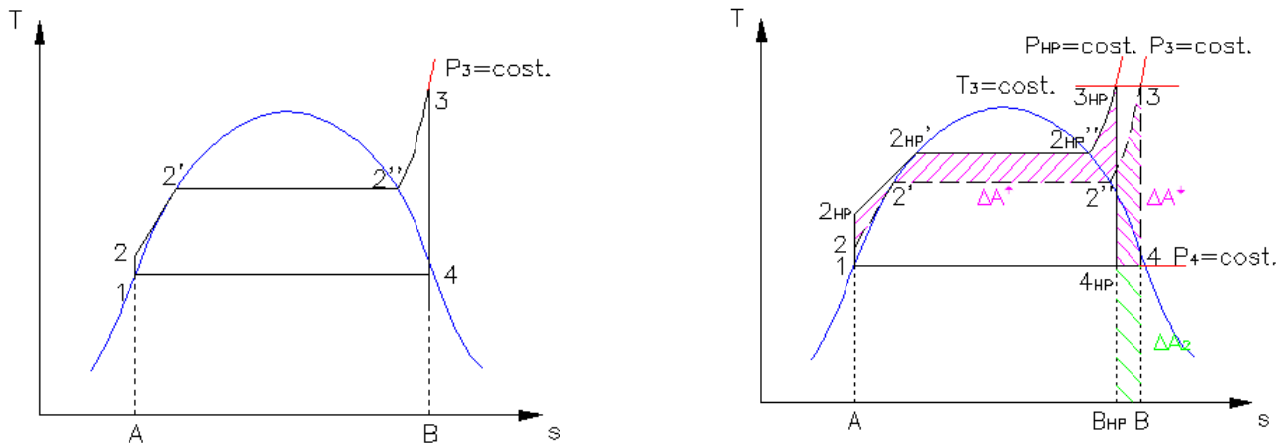
Indicate le variazioni di lavoro del ciclo l_{ciclo} e di calore ceduto q_{inf} alla sorgente a temperatura inferiore dal fluido di lavoro rispettivamente con:

$$\Delta l_{\text{ciclo}} = \Delta A_1 \stackrel{\text{def}}{=} \Delta A_1^{\uparrow} - \Delta A_1^{\downarrow} = A_{(2,2_{\text{HP}},2'_{\text{HP}},2''_{\text{HP}},3_{\text{HP}},2'',2')} - A_{(4_{\text{HP}},3,4)};$$

$$\Delta q_{\text{inf}} = \Delta A_2 \stackrel{\text{def}}{=} A_{(B_{\text{HP}},4_{\text{HP}},4,B)};$$

da un lato si osserva un aumento del lavoro, compensato da una diminuzione pressoché simile ($\Delta A_1^{\uparrow}$ e $\Delta A_1^{\downarrow}$ mantengono pressoché invariato ΔA_1), dall'altro si osserva la diminuzione del calore ceduto (ΔA_2), pertanto il risultato complessivo si traduce nell'incremento del rendimento complessivo del ciclo, secondo la relazione $\eta = 1 - \frac{q_{\text{inf}}}{q_{\text{sup}}}$.

In questo caso, lo spostamento verso sinistra del punto di fine espansione (da 4 a 4_{HP}) porta a una diminuzione del titolo della miscela liquido-vapore che viene scaricato dalla turbina. Il valore della pressione di evaporazione oltre il punto critico porterebbe alla realizzazione del "ciclo ipercritico".



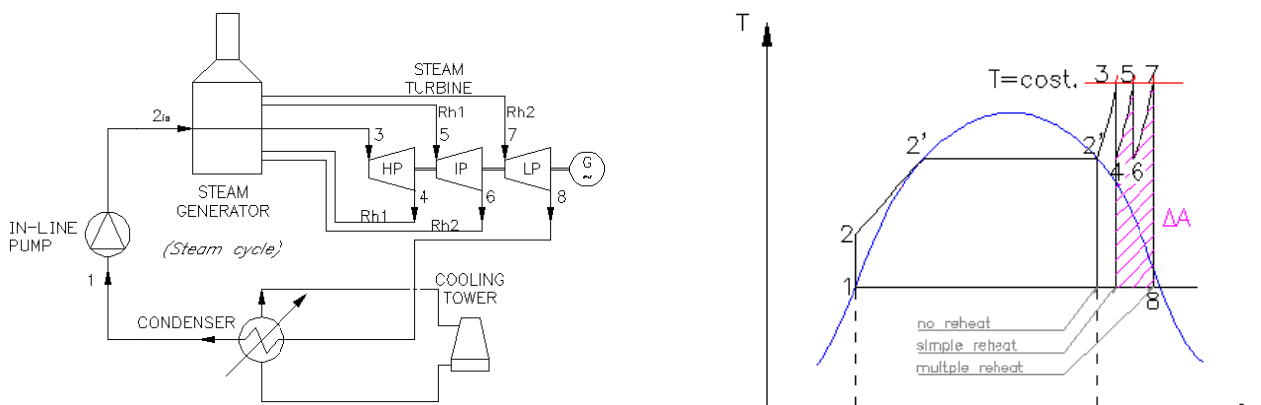
Figg. 23-24 - Piani T_s (diagramma entropico) del ciclo Rankine ideale: effetto dell'incremento del valore della pressione di evaporazione.

2.5.4 Inserimento dei surriscaldamenti ripetuti

L'inserimento dei surriscaldamenti ripetuti (Figg. 25-26) è una tecnica che viene impiegata in concomitanza con quella dell'elevazione della pressione di evaporazione. Se da una parte questa permette di incrementare in maniera sensibile il rendimento, dall'altra essa porta a una riduzione del titolo della miscela liquido-vapore allo scarico della turbina, spesso inaccettabile, a causa dello scorrimento verso l'alto del punto $2'$ sulla curva a campana nel piano entropico.

Il singolo surriscaldamento di vapore (single reheat) non sarebbe sufficiente a riportare il punto di scarico dalla turbina a valori accettabili, mentre una serie di risurriscaldamenti del vapore possono realizzare tale scopo. Si osserva inoltre un incremento di rendimento (seppure modesto) dovuto all'aumento del lavoro del ciclo rappresentato dall'area aggiuntiva che si viene a realizzare in seguito alle trasformazioni 4-5 e 6-7.

Il vapore viene fatto espandere nel corpo ad alta pressione (HP) della turbina, poi inviato di nuovo nel generatore di vapore: nel caso di un HRSG, tipico per cicli combinati, le varie sezioni di scambio termico che lo compongono prevedono la presenza di scambiatori di calore di risurriscaldamento (*superheater*), ai vari livelli di pressione di uscita dai corpi turbina. Il vapore viene risurriscaldato per il successivo ingresso nel corpo a media pressione (IP), fatto espandere nel corpo IP della turbina, reinviato al surriscaldatore opportuno per il successivo ingresso al corpo di bassa pressione (LP), e infine fatto espandere nel corpo LP della turbina. Ovviamente i corpi a pressione intermedia possono essere più di uno, a seconda dei livelli di pressione definiti nelle scelte progettuali. Il rendimento complessivo risente della quantità aggiuntiva di calore introdotto con i surriscaldamenti ripetuti e della quantità aggiuntiva di lavoro prodotto dalle espansioni del vapore.



Figg. 25-26 - Ciclo Rankine ideale con surriscaldamenti ripetuti e relativo piano T_s (diagramma entropico).

2.5.5 Inserimento della rigenerazione

L'inserimento della rigenerazione nel ciclo permette di aumentare il rendimento complessivo mediante il preriscaldamento dell'acqua utilizzando il vapore che si espande in turbina. Al termine della compressione il fluido ha raggiunto la pressione di evaporazione, ma non la temperatura di evaporazione. Il calore ceduto dalla sorgente a temperatura superiore (q_{sup}) è somministrato a una temperatura media più bassa di quella di evaporazione, dovendo considerare appunto la risalita lungo la curva di riscaldamento. La rigenerazione permette di preriscaldare il fluido compresso, permettendo di somministrare il calore q_{sup} a temperatura mediamente più alta, elevando il rendimento complessivo.

Negli impianti reali la rigenerazione viene implementata trasferendo il calore ricavato da una frazione del vapore che si espande in turbina (vapore spillato da una turbina a spillamento), durante l'espansione, all'acqua di alimentazione del generatore di vapore, dopo la compressione avvenuta nella pompa. Il calore q_{sup} fornito al fluido diminuisce, in quanto la sua somministrazione incomincia in un punto del riscaldamento molto più vicino all'inizio dell'evaporazione. Lo spillamento riduce il lavoro estraibile durante l'espansione, ma parimenti si ha una diminuzione del calore q_{inf} che sarebbe ceduto dal condensatore (senza rigenerazione) di una quantità pari a quella che viene riutilizzata nel ciclo, dal vapore di preriscaldamento senza essere perso al condensatore.

Il rigeneratore (*FWH - FeedWater Heater*) è essenzialmente costituito da uno scambiatore di calore che trasferisce calore dal vapore spillato all'acqua di alimento:

- miscelando le correnti (tecnica della rigenerazione aperta – open FWH);
- non miscelando le correnti (tecnica della rigenerazione chiusa – closed FWH).

Il rigeneratore aperto è un condensatore a miscelazione dove il vapore di spillamento viene miscelato con l'acqua di alimento proveniente dalla pompa (a sua volta proveniente dal condensatore principale del ciclo). La condizione ideale di uscita da tale rigeneratore è quella di liquido saturo (Figg. 27-28).

Nel caso di rigenerazione aperta, indicata con y la frazione massica di vapore spillato dalla turbina a vapore (portata spillata su portata complessiva in ingresso), si ha:

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5};$$

il calore fornito dalla sorgente a temperatura superiore q_{sup} , al netto della rigenerazione, è dato da $q_{\text{sup}} = h_5 - h_4$, il calore ceduto alla sorgente a temperatura inferiore $q_{\text{inf}} = (1 - y)(h_7 - h_1)$.

Indicati con:

$l_{c1} = v_1(P_2 - P_1)$ il lavoro di compressione della pompa di estrazione dal condensatore, con v_1 il volume specifico del fluido alle condizioni termodinamiche del punto 1;

$l_{c2} = v_3(P_4 - P_3)$ il lavoro di compressione della pompa di alimento del generatore di vapore, con v_3 il volume specifico del fluido alle condizioni termodinamiche del punto 3;

il lavoro totale di compressione totale si può esprimere come:

$$l_c = (1 - y)l_{c1} + l_{c2};$$

e il lavoro di espansione si può esprimere come:

$$l_t = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7).$$

La consueta espressione del rendimento è data da: $\eta = \frac{l_{\text{ciclo}}}{q_{\text{sup}}} = \frac{l_t - l_c}{q_{\text{sup}}}$.

Il rigeneratore chiuso è un condensatore non a miscelazione dove la corrente di vapore spillata dalla turbina rimane separata dalla corrente di acqua di alimento e lo scambio termico avviene attraverso la superficie tubiera di contatto. Il vapore spillato, condensato dopo la rigenerazione, viene mescolato all'acqua di alimento tramite una camera di miscelazione a valle del rigeneratore (Figg. 29-30).

Le relazioni precedenti mantengono il loro significato previa opportuna rotazione della numerazione: $y = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_6}$; $q_{\text{sup}} = h_6 - h_5$; $q_{\text{inf}} = (1 - y)(h_8 - h_1)$;
e inoltre: $l_{c1} = v_1(P_2 - P_1)$ $l_{c2} = v_3(P_4 - P_3)$.

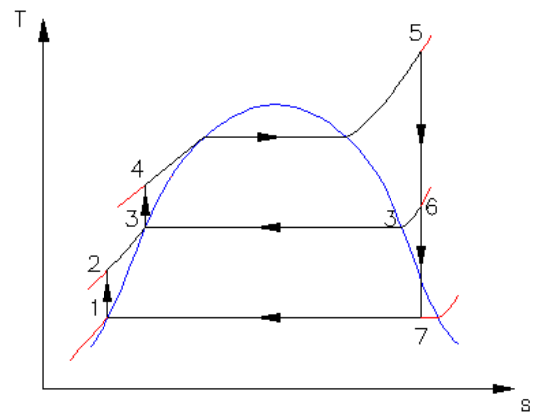
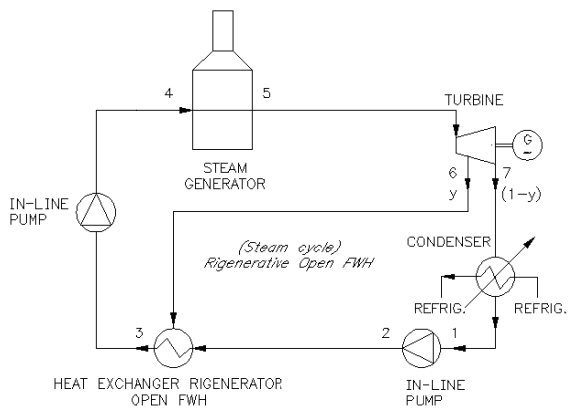


Fig. 27-28 - Ciclo Rankine ideale con rigenerazione aperta - open FWH e relativo piano T_s (diagramma entropico).

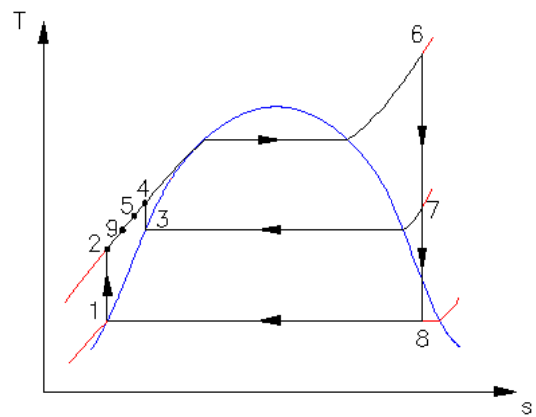
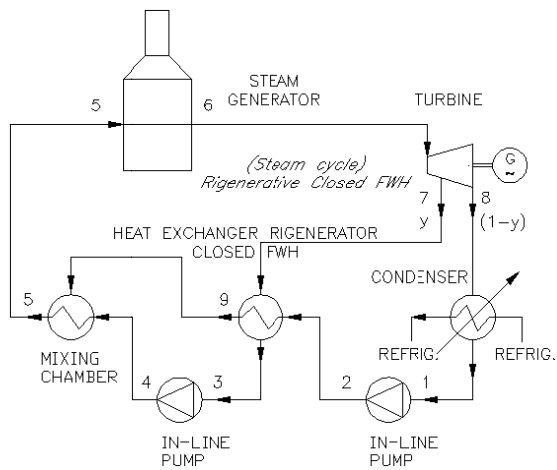


Fig. 29-30 - Ciclo Rankine ideale con rigenerazione chiusa - closed FWH e relativo piano T_s (diagramma entropico).

BIBLIOGRAFIA

- [1] O. ACTON, C. CAPUTO, *Macchine a fluido - vol 2/1 Impianti motori*, UTET, Torino 1992.
- [2] V. DOSSENA, G. FERRARI, P. GAETANI, G. MONTENEGRO, A. ONORATI, G. PERSICO, *Macchine a fluido*, Città Studi Edizioni, Milano 2015.
- [3] G. LOZZA, *Turbine a gas e cicli combinati*, Società Editrice Esculapio, Bologna 2016.
- [4] E. MACCHI, G. LOZZA, *Cogenerazione industriale: cap 5.2*, in *Enciclopedia degli Idrocarburi*, vol. III - Nuovi sviluppi: energia, trasporti, sostenibilità, Istituto della Enciclopedia Italiana fondata da G. Treccani - ENI, 2007, pp. 421-434.
- [5] M. M. ISLAM, M. HASANUZZAMAN, A. K. PANDEY, N. A. RAHIM, *Energy for sustainable development: chapter 2 - Modern energy conversion technologies*, Academic Press, 2020, pp. 19-39.
- [6] F. P. INCROPERA, *Introduction to heat transfer*, Wiley, New York 2007.
- [7] R. YADAV, *Applied thermodynamics*, Central Publishing House - Allahabad, 6th edition, 2012.
- [8] Y. SANJAY, O. SINGH, B. N. PRASAD, *Thermodynamic evaluation of advanced combined cycle using latest gas turbine*, in *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003*, vol. 3, GT2003-38096, Atlanta, 16-19 June 2003, pp. 95-101.
- [9] P. BREEZE, *Gas-Turbine Power Generation: chapter 7 - Combined Cycle Power Plants*, Academic Press, 2016, pp. 65-75.
- [10] R. KEHLHOFER, B. RUKES, F. HANNEMANN, F. STIRNIMANN, *Combined-Cycle gas & steam turbine power plants*, PennWell, 2009.
- [11] J HORLOCK, *Combined power plants including Combined Cycle Gas Turbined CCGT plants*, Pergamon Press, 1992.
- [12] A. RAO (a cura di), *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation*, Woodhead Publishing, 2012.
- [13] S. CAN GÜLEN, *Gas Turbine Combined Cycle Power Plants*, CRC Press, 2019.
- [14] H.I.H. SARAVANAMUTTOO, G.F.C. ROGERS, H. COHEN, P.V. STRAZNICKY, A.C. NIX, *Gas turbine theory*, 7th edition, Pearson, 2017.
- [15] J. R. HENNESSEY, *Heat Recovery Steam Generator Technology: chapter 13 - HRSG construction*, Woodhead Publishing, 2017, pp. 263-286.
- [16] M. P. BOYCE, *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation: chapter 1 - Combined cycle power plants*, in “Woodhead Publishing Series in Energy”, Woodhead Publishing, 2012, pp. 1-43.
- [17] V. GANAPATHY, *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators - Design, Applications, and Calculations*, CRC Press, 2002.
- [18] D.L. CHASE, P.T. KEHOE, *GE Combined-Cycle Product Line and Performance*, GER-3574G, GE Power Systems, New York 2000.
- [19] L.O. TOMLINSON, S. MCCULLOUGH, *Single-shaft combined-cycle power generation system*, GER-3767C, GE Power Systems, New York 2008.

PROGETTAZIONE CICLI COMBINATI PER IMPIEGHI MARITTIMI ALIMENTATI A LNG

1 SCELTA DEL COMBUSTIBILE LNG E UTILIZZO DI CICLI COMBINATI PER LA PROPULSIONE NAVALE

Come già ampiamente illustrato nei capitoli precedenti, la scelta del gas naturale in propulsori alternativi per impiego navale muove da prescrizioni ambientali sui limiti imposti alle emissioni e dalla necessità di ricercare soluzioni al cambiamento climatico [1]. L'impiego dell'LNG (Liquefied Natural Gas) – necessario per disporre di un combustibile liquido trasportabile a bordo, essendo impossibile trasportare metano gassoso – permette la riduzione in fase di combustione nel turbogas delle emissioni di inquinanti e del biossido di carbonio [2-4].

La mera sostituzione dei combustibili liquidi, quali oli medi e oli leggeri (marine fuels), con l'alternativa dell'LNG, in propulsori che già impiegano turbine a gas (ad esempio naviglio di marine militari), non appare soluzione ottimale, considerando i bassi rendimenti del solo ciclo a gas. In considerazione dei rendimenti tradizionalmente ottenibili tramite i grandi motori diesel 2T/4T, impiegati nella propulsione marittima [5], appare evidente la necessità di prevedere un propulsore che lavori con rendimenti almeno paragonabili a quelli di detti motori diesel. Il ciclo combinato gas-vapore [6] (ciclo Brayton, quale *top cycle* e ciclo Rankine, quale *bottom cycle*, con utilizzazione dell'entalpia residua negli esausti di combustione del ciclo Brayton, per la generazione del vapore nel ciclo Rankine, tramite una caldaia a recupero di tipo *unfired HRSG - Heat Recovery Steam Generator*) si dimostra un candidato di interesse per la riconversione della propulsione tradizionale.

La configurazione COGES (produzione di energia elettrica dai generatori calettati all'albero del turbogas e della turbina a vapore) [7-9] permette di avere a disposizione potenza elettrica ai motori elettrici della nave, utilizzati come drives delle eliche, senza più calettamento diretto (pur con i necessari cambi e moltiplicatori) degli alberi delle turbine di potenza agli alberi delle eliche di propulsione: la regolazione e il funzionamento a carico variabile risultano inoltre più efficienti.

I vantaggi in termini di economicità, leggerezza e minori ingombri della componentistica necessaria a realizzare il ciclo combinato negli spazi di una nave – pur sempre ristretti, anche nel caso di grandi transatlantici – sono già stati evidenziati nel capitolo precedente. Tra gli svantaggi – già illustrati nello stesso capitolo – va qui evidenziato quello dell'impossibilità, per ovvie ragioni costruttive di pesi e di spazi medesimi, di introdurre tutti quegli accorgimenti tecnologici (immediatamente traducibili in componentistica aggiuntiva e complessità di layout) che vengono comunemente introdotti, al fine di incrementare il rendimento del ciclo del termoelettrico stesso, nei cicli combinati dei grandi termoelettrici a servizio della generazione elettrica di base del sistema elettrico nazionale (rigenerazione e interrefrigerazione, riscaldamenti ripetuti nel ciclo Brayton, postcombustione degli esausti prima dell'ingresso nell'HRSG, rigenerazioni, surriscaldamenti ripetuti nel ciclo a vapore). Tale rendimento, anche particolarmente elevato, esiste in virtù dei sopracitati accorgimenti, delle taglie in gioco delle turbine impiegate (svariate centinaia di MW) e, non ultimo, della costanza di funzionamento 24h/24h dell'impianto termoelettrico stesso.

Lo svantaggio di un rendimento ancora non paragonabile a quello di un termoelettrico terrestre – di per sé fisiologico in un ciclo combinato per applicazione non-terrestre, ma montato a bordo di una nave in navigazione – è da imputarsi a taglie più piccole in gioco, componentistica a servizio del ciclo di necessità ridotta, e condizioni di funzionamento non costanti per le esigenze di navigazione.

La progettazione illustrata ai paragrafi successivi¹ – rivolta a trovare configurazioni che, partendo da risultanze bibliografiche, definiscano soluzioni di ottimo per propulsione marittima, e configurazioni variate, nonché migliorative, agli schemi di ciclo, allorquando il combustibile sia

¹ Gli schemi di ciclo riportati al presente capitolo e relativi calcoli sono da intendersi realizzati tramite Thermoflex® di Thermoflow Inc. di cui si fa espressa menzione come da accordo di licenza [14].

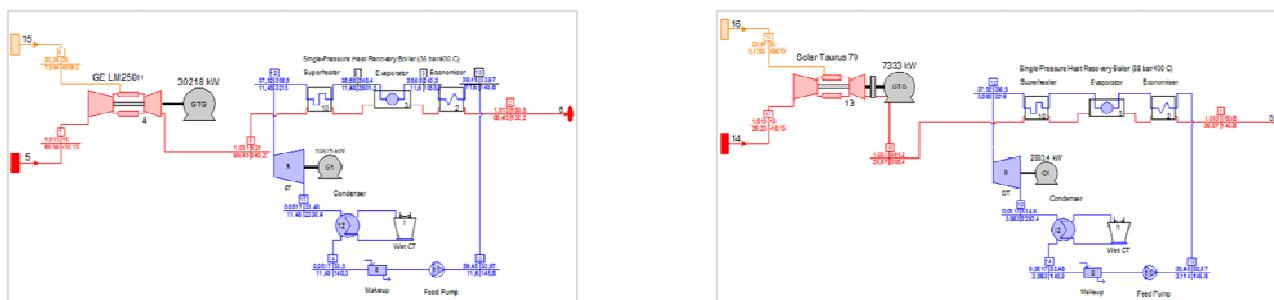
nello specifico LNG – mette necessariamente in luce i limiti di rendimento che, benché paragonabili (e spesso superiori) a quelli riscontrabili in letteratura, non possono competere (e in ogni caso non potrebbero) con quelli di grandi termoelettrici, il cui layout è intrinsecamente di notevole e aumentata complessità rispetto a quello proprio dei cicli combinati al servizio della propulsione navale.

La progettazione qui descritta è stata volta a indagare potenze generate, rendimenti, punti di funzionamento ottimale, superficie di scambio delle apparecchiature, per cicli combinati (specificamente a LNG) a uso navale [7-8,10-13] nelle configurazioni a un livello di pressione (1P), due livelli di pressione (2P) e tre livelli di pressione (3P). L'estrema variabilità di composizione dell'LNG (traducibile, in termini di rendimento e in virtù del LHV del gas, in frazioni di punto percentuale) è stata indagata al capitolo precedente, al quale si rimanda. Si è pertanto assunto un gas di proprietà “medie” e le simulazioni sono state condotte utilizzando gas LNG-medium con caratteristiche illustrate nel detto capitolo stesso. Calcoli eseguiti in ambiente Thermoflex® di Thermoflow Inc [14].

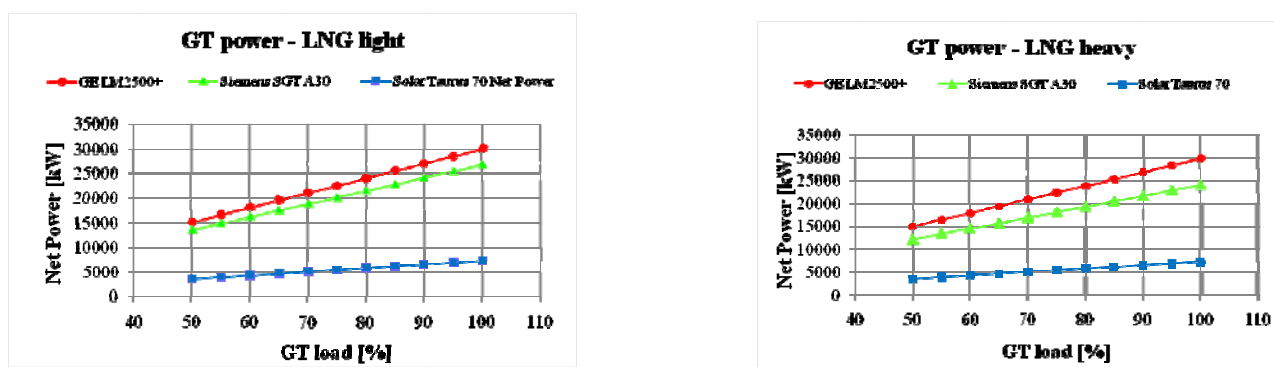
1.1 Considerazioni preliminari alla progettazione del ciclo

Le analisi muovono dai precedenti risultati e dati turbogas presentati nel capitolo precedente, che propone una valutazione aggiornata al 2019 della politica regolatoria emissiva a livello internazionale per le navi di grande stazza (cruise ships, cargo), con proposta di soluzioni innovative e simulazione numerica, relativamente al combustibile impiegato (LNG) e propulsore (turbogas e ciclo combinato) [13, 15-17].

Il layout di base (Figg. 1-2) è stato configurato con un turbogas, un HRSG (comprendente di economizzatore, evaporatore e surriscaldatore in serie, una turbina a vapore con un solo corpo - 1 livello di pressione, condensatore e pompa di estrazione del condensato) [7-8, 10-12]. Le simulazioni sono state eseguite per turbine di potenza (propulsione principale: GE LM2500+ o Siemens SGT A30, potenza nominale 27-31 MW) e per turbine a copertura di carichi ausiliari, di servizio, manovra, etc. (Solar Taurus 70, potenza nominale 8,2 MW) [18-20]. Il confronto evidenzia la potenza generata a carico variabile con due LNG a diversi peso molecolare e LHV (LNG light and heavy, Figg. 3-4).

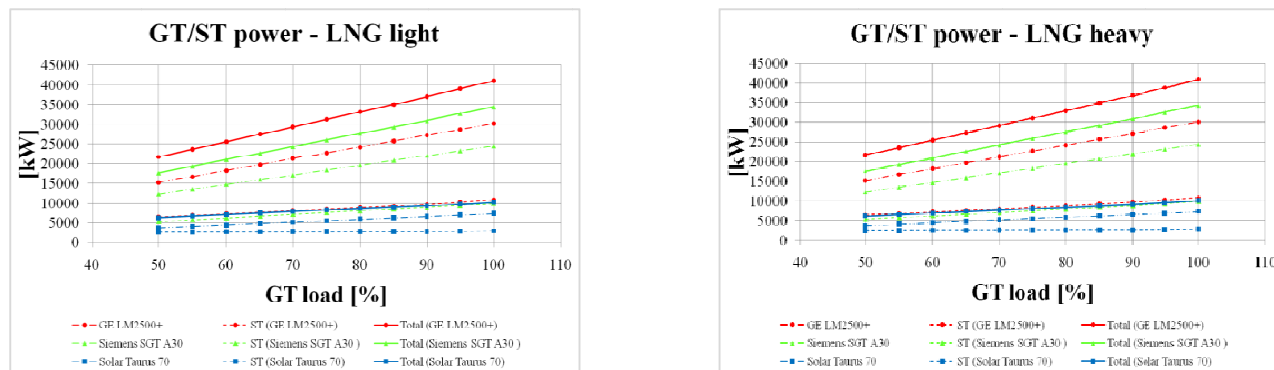


Figg. 1-2 - Dettagli di configurazione del ciclo combinato. Layout con GE LM2500+ e con Solar Taurus 70.



Figg. 3-4 - Potenza resa dalla GT con miscele LNG differenti (differente composizione in termini di paraffine).

In Figg. 6-7 sono evidenziate le potenze generate dal turbogas, dalla turbina a vapore e la potenza complessiva del compound GT+ST del ciclo combinato, a carico variabile, con i medesimi due LNG a diversi peso molecolare e LHV (LNG light e LNG heavy, con valori agli estremi rispetto all'LNG medium successivamente impiegato nella progettazione di dettaglio).



Figg. 6-7 - Potenza resa dalla GT e dalla ST con miscele LNG differenti (differenti composizione in termini di paraffine).

Appare evidente che per le esigenze propulsive di transatlantici/navi cargo da impiegare in rotte oceaniche, richiedenti potenze eccedenti i 50-70 MW, sono necessarie configurazioni di layout che prevedano almeno 2 GT [1, 5-12]. Ciò in ragione non solo della potenza massima richiesta, ma anche per prescrizioni di ridondanza propulsiva (doppio propulsore per garantire la possibilità di navigazione in condizioni di guasto alla turbina a gas).

2 CICLO A UN LIVELLO DI PRESSIONE (1P)

Sono stati analizzati cicli combinati a un livello di pressione di vapore (1P) (realizzato tramite TG, usuale HRSG composto da economizer/boiler/superheater e turbina a vapore a singolo livello di pressione, condensatore e pompa di estrazione) [21-25]. Le caratteristiche salienti sono state indagate nel caso 1 TG, per poi arrivare alle definizioni valoriali specifiche nel caso 2 TG.

2.1 Caso 1 TG

L'analisi di configurazione e di performance del ciclo in presenza di una sola TG (Fig. 8) ha permesso di identificare i rendimenti e le potenze erogate dal ciclo, nonché di identificare i range di variazione per le variabili (pressione di ammissione in turbina a vapore, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione) controllanti il lavoro utile erogato dal ciclo e di conseguenza il rendimento ottenibile) [21-23, 26-30].

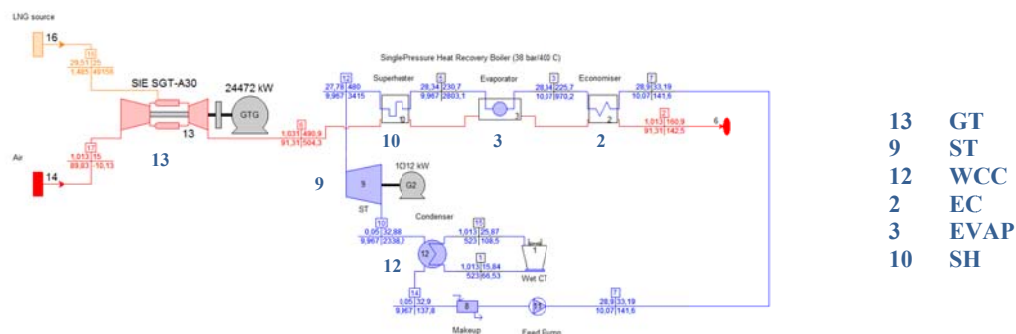


Fig. 8 - Layout del ciclo combinato. Livello di pressione 1 P e configurazione a un TG.

Il ciclo è stato simulato con Siemens SGT A30 per la potenza di picco erogata e per la regolarità di funzionamento in tutti i range di carico ammissibili (50%-100% GT load) [19].

La pressione di ammissione vapore in turbina è stata fatta variare nel range 10-50 bar, la temperatura del vapore in uscita dal superheater nel range 380-500 °C (limite nel ciclo a vapore 655 °C, *live steam temperature* di cicli consolidati identificata nel range 420-580 °C), in considerazione della massima temperatura degli esausti ottenibile dalla TG al 100% del carico (491 °C) e del ΔT_{ap} (*approach point*) di ca 10 °C all'ingresso del superheater, la pressione di condensazione nel range 0,025-0,125 bar. In Figg. 9-14 sono evidenziate le superficie di risposta 3D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina e temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore a pressione di condensazione fissata.

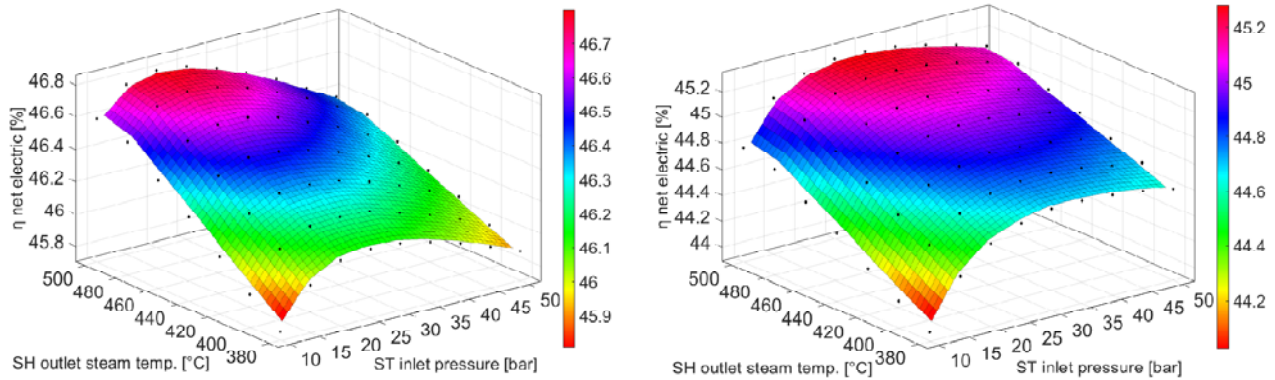


Fig. 9-10 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P. Superficie di risposta. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

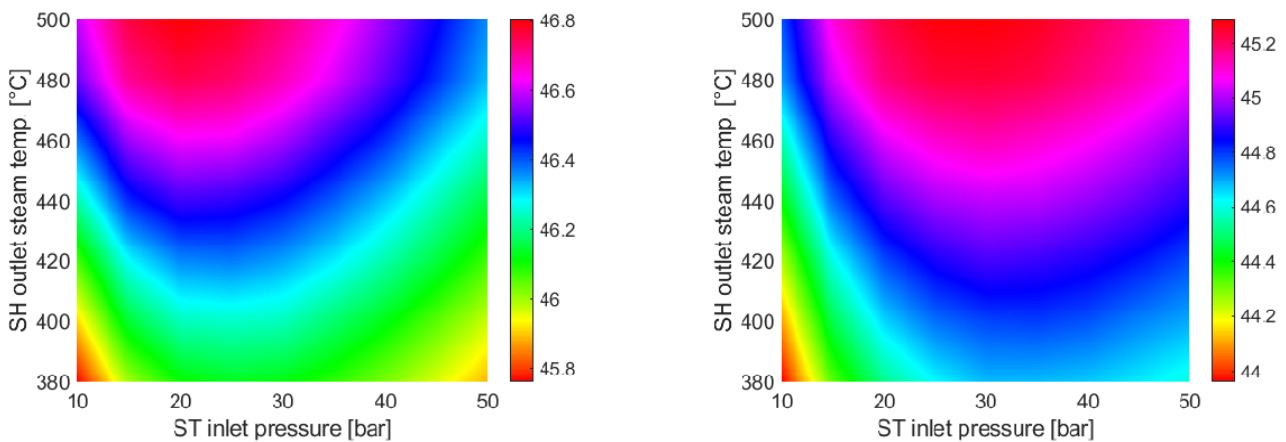


Fig. 11-12 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P. Piani isobari. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

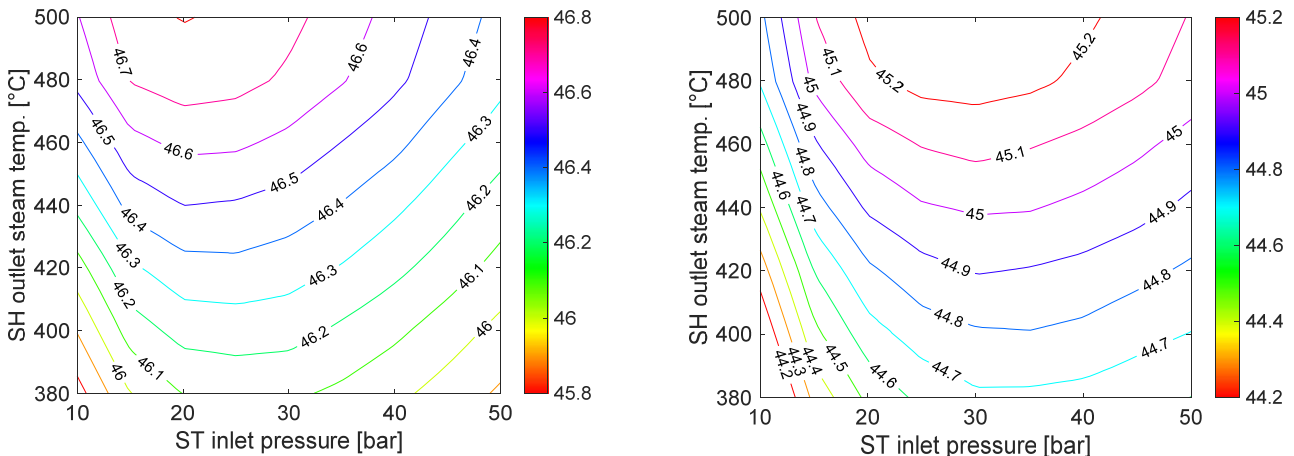
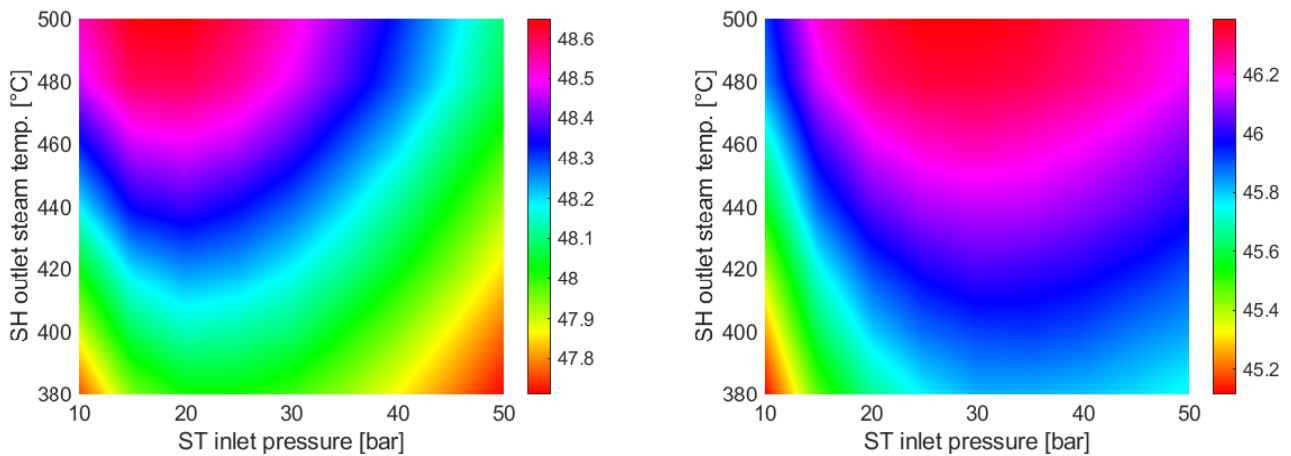


Fig. 13-14 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P. Linee isorendimento. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

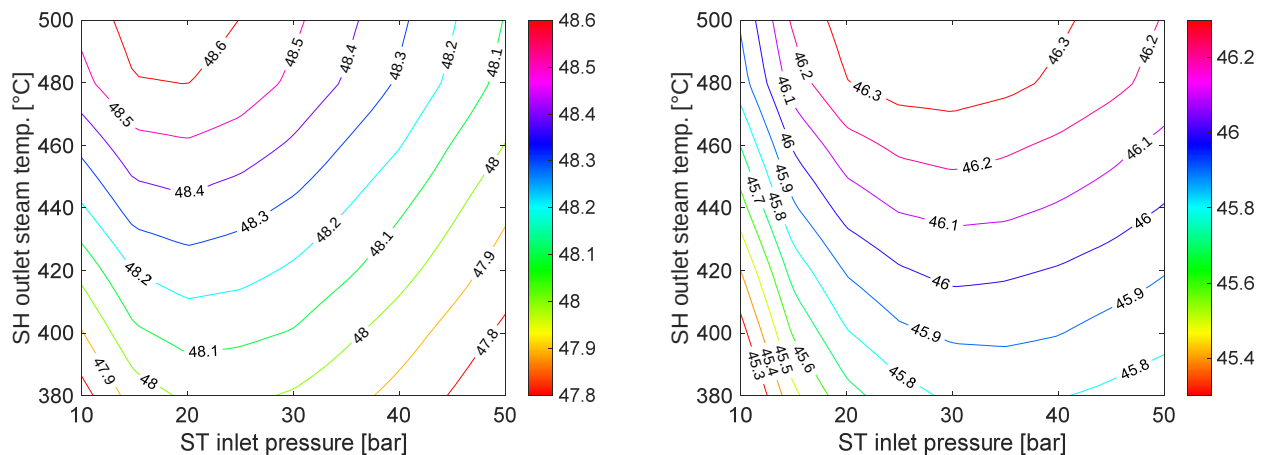
Il rendimento elettrico netto è ottenuto dal rendimento elettrico lordo sottraendo, nella procedura di calcolo di quest'ultimo, tutte le perdite meccaniche, gli assorbimenti degli ausiliari di servizio e le perdite elettriche dei generatori. Il valore, certamente più indicativo ai fini della progettazione ottimizzata, è tuttavia intrinsecamente legato al contributo apportato dal componente stesso e alle sue effettive condizioni di funzionamento. Pertanto si riporta anche il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Figg.15-18).

In entrambi i casi (rendimento elettrico lordo, rendimento elettrico netto), in termini di risultati ottenuti, va rilevata l'impossibilità fisica del raggiungimento della temperatura $T_{SH}=500\text{ }^{\circ}\text{C}$, in quanto l'esausto di turbina a gas raggiunge una $T_{exh,max}=491\text{ }^{\circ}\text{C}$, limitando la $T_{SH,max}=488\text{ }^{\circ}\text{C}$ (al min ΔT_{ap} ammissibile).

È altresì degno di menzione il fatto che il rendimento si mantiene più costante e uniforme, garantendo la ricerca di più punti di funzionamento ottimale, allorquando il funzionamento del ciclo è valutato a pressioni di condensazione più elevate, anche se queste portano, come prevedibile anche a livello teorico (si veda capitolo precedente), a un decremento del rendimento stesso.



Figg. 15-16 - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P. Piani isobari. Pressione di condensazione $P=0,025\text{ bar}$ e $P=0,125\text{ bar}$.



Figg. 17-18 - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P. Linee isorendimento. Pressione di condensazione $P=0,025\text{ bar}$ e $P=0,125\text{ bar}$.

2.2 Caso 2 TG

L'analisi di configurazione e di performance del ciclo in presenza di due TG (Fig. 19) ha permesso di identificare i rendimenti e le potenze erogate dal ciclo, nonché di identificare i range di variazione per le variabili (pressioni di ammissione in turbina a vapore, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione) controllanti il lavoro utile erogato dal ciclo e di conseguenza il rendimento ottenibile) [21-23, 26-30].

Rispetto al caso 1 TG si riscontra un incremento di rendimento (anche se valutabile nel decimo di punto percentuale) per tutte le combinazioni di variabili interessate. Ciò è dovuto all'incremento di "taglia" complessiva, che porta a un incremento di taglia anche della turbina a vapore e relativo rendimento.

Trattandosi dell'impianto "realistico" da montare a bordo nave, sono state simulate le condizioni di funzionamento progettuale per tutte le combinazioni di variabili influenzanti il problema e si è definita una condizione di ottimo del problema multivariabile [31].

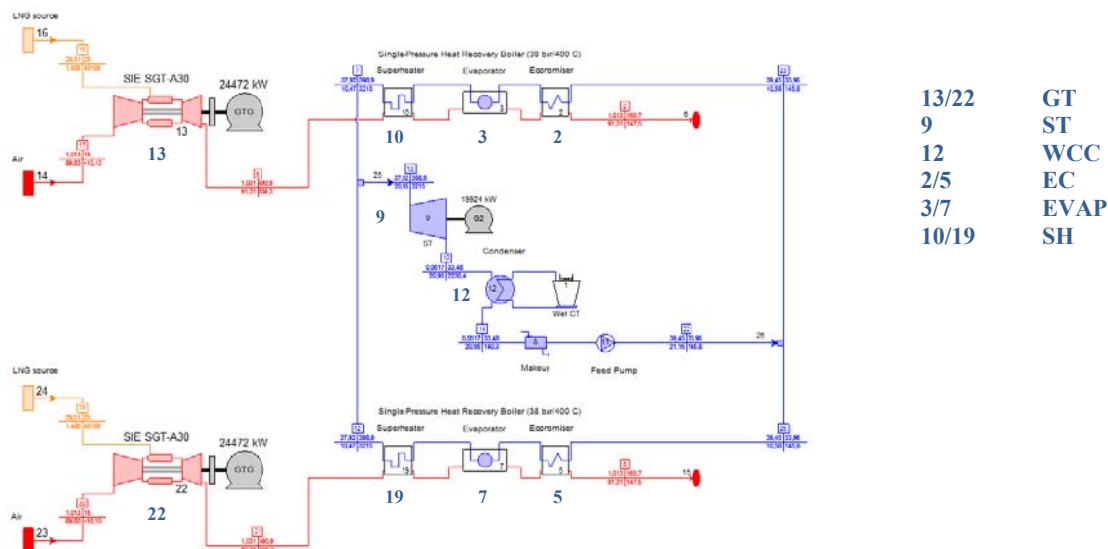


Fig. 19 - Layout del ciclo combinato. Livello di pressione 1 P e configurazione a due TG. Singola turbina a vapore con singolo gruppo di espansione.

In Fig. 20 sono evidenziati i volumi 4D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina, della temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore, della pressione di condensazione e relative superficie 4D di risposta, ottenute tramite sezioni con opportuni piani isobari e isotermi, nei range di variazione definiti (pressione di ammissione vapore in turbina: 10-50 bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater: 380-500 °C, pressione di condensazione: 0,025-0,125 bar - Figg. 20 a/b/c/d - 21 a/b, Tabb. 1-4).

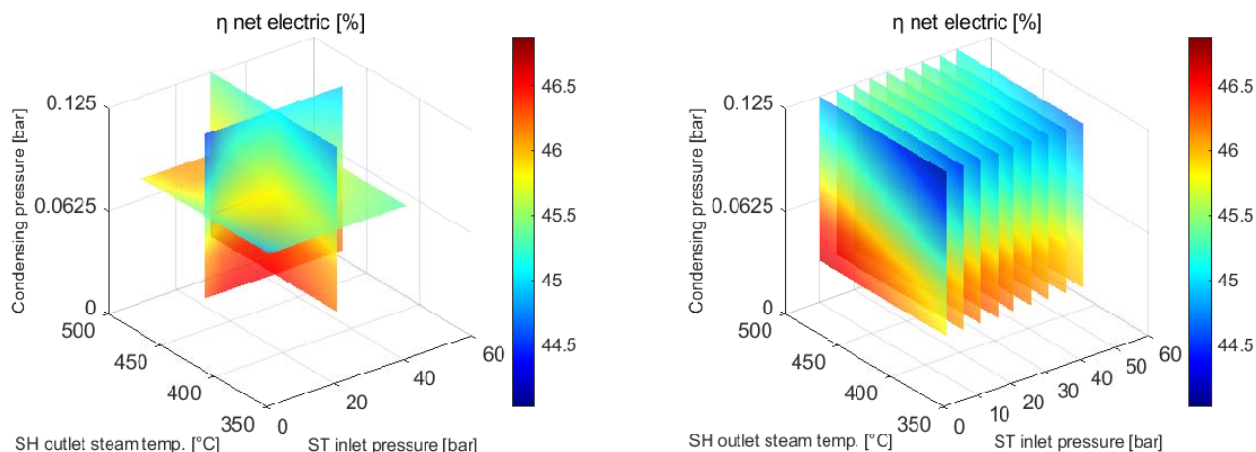


Fig. 20 a/b - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani medi (a). Piani isobari range 10-50 bar (b).

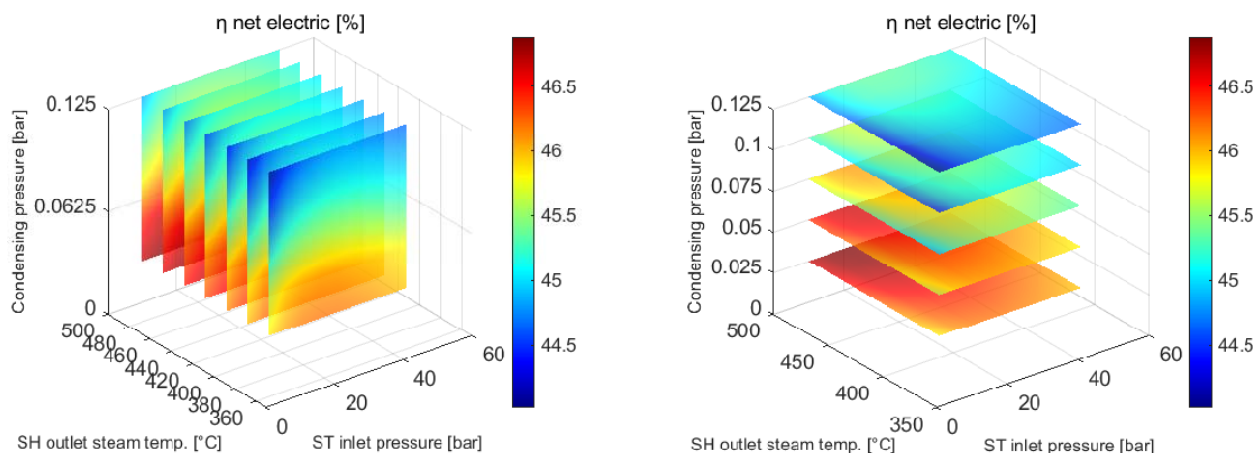


Fig. 20 c/d - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani isoterme range 380-500 °C (a). Piani isobari range 0,025-0,125 bar (b).

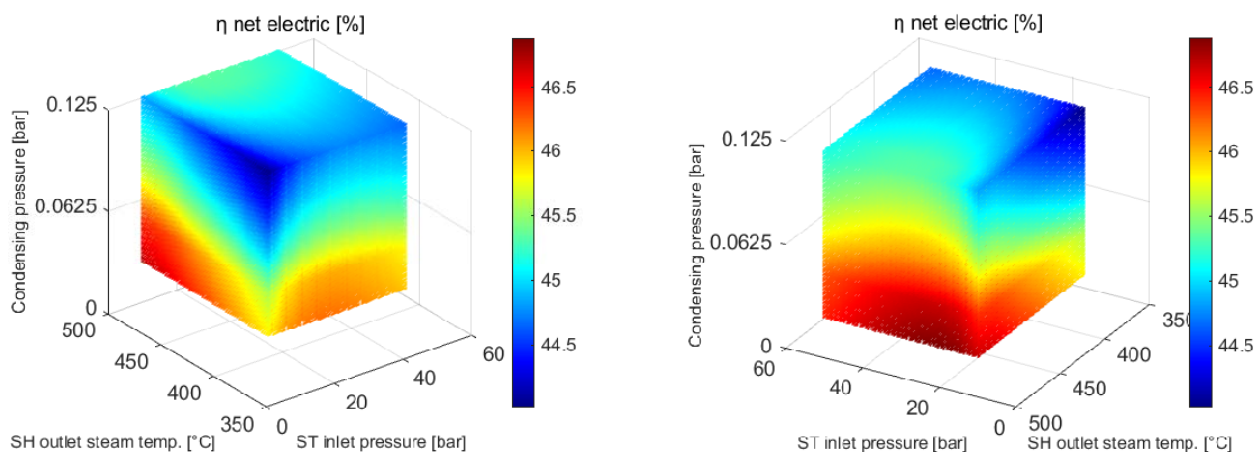


Fig. 21 a/b - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Rappresentazione 3D di tutte le combinazioni calcolate. Combinazioni a rendimento minimo (a). Combinazioni a rendimento massimo (b).

Tab. 1 - $\eta_{net\ electric}$ min/max su piani isobari di pressione di condensazione (Fig. 20/d)
combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina e temperatura del vapore dal superheater

Condensing pressure [bar]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	$\eta_{net\ electric}$ min [%]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	$\eta_{net\ electric}$ max [%]
0,025	10	380	45,83	20	488 (500)	46,88
0,050	10	380	45,57	20	488 (500)	46,66
0,075	10	380	44,91	25	488 (500)	46,09
0,100	10	380	44,41	25	488 (500)	45,68
0,125	10	380	44,02	30	488 (500)	45,35

Tab. 2 - $\eta_{net\ electric}$ min/max su piani isoterme di temperatura del vapore dal superheater (Fig. 20/c)
combinazioni di temperatura del vapore dal superheater e pressione di condensazione

SH outlet steam temperature [°C]	ST inlet pressure [bar]	Condensing pressure [bar]	$\eta_{net\ electric}$ min [%]	ST inlet pressure [bar]	Condensing pressure [bar]	$\eta_{net\ electric}$ max [%]
380	10	0,125	44,02	25	0,025	46,20
400	10	0,125	44,16	25	0,025	46,32
420	10	0,125	44,31	25	0,025	46,45
440	10	0,125	44,47	20	0,025	46,58
460	10	0,125	44,62	20	0,025	46,70
480	10	0,125	44,77	20	0,025	46,83
500	10	0,125	44,84	20	0,025	46,88

Tab. 3 - η net electric min/max su piani isobari di pressione di ammissione vapore in turbina (Fig. 20/b) combinazioni temperatura del vapore dal superheater e pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
10	380	0,125	44,02	488 (500)	0,025	46,67
15	380	0,125	44,39	488 (500)	0,025	46,84
20	380	0,125	44,59	488 (500)	0,025	46,88
25	380	0,125	44,69	488 (500)	0,025	46,86
30	380	0,125	44,75	488 (500)	0,025	46,80
35	380	0,125	44,74	488 (500)	0,025	46,73
40	380	0,125	44,73	488 (500)	0,025	46,64
45	380	0,125	44,70	488 (500)	0,025	46,54
50	380	0,125	44,66	488 (500)	0,025	46,44

Tab. 4 - η net electric min/max sull'intero volume 4D simulato (Fig. 21 a/b) - combinazioni di temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione, pressione di ammissione vapore in turbina

ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
10	380	0,125	44,02	20,17	488 (500)	0,025	46,88

Il rendimento elettrico netto massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combinato, al valore di $\eta_{\text{net electric, max}} = 46,88\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina $P_{\text{ST, inlet}} = 20,17$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 488$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,025$ bar.

Anche nel caso 2 GT si è ritenuto opportuno analizzare il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Fig. 22 a/b/c/d). Il rendimento elettrico lordo massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combinato, al valore di $\eta_{\text{gross electric, max}} = 48,73\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina $P_{\text{ST, inlet}} = 19,49$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 488$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,025$ bar. Il rendimento elettrico lordo minimo ($\eta_{\text{gross electric, min}} = 48,73\%$) è raggiunto alle medesime condizioni indicate per il rendimento elettrico netto minimo (Tab. 4).

È da rilevare il fatto che la disponibilità del valore delle due tipologie di rendimento (netto e lordo) qui calcolate rende più agevole la comparazione con dati bibliografici (per i quali sovente tale differenza non è esplicitata, convenzionalmente sottintendendo che il rendimento sia quello lordo, mancando informazioni dettagliate sull'assorbimento di potenza degli ausiliari).

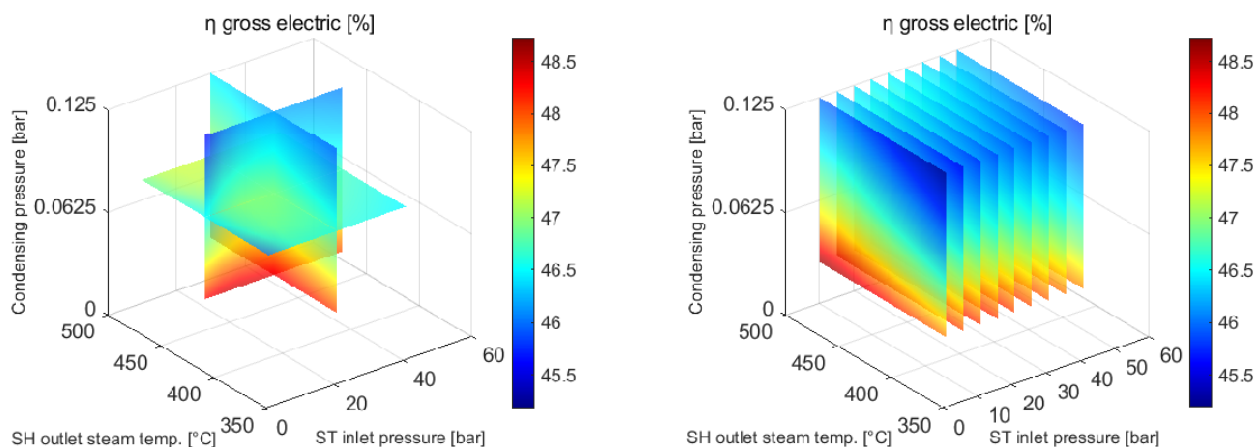


Fig. 22 a/b - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani medi (a). Piani isobari range 10-50 bar (b).

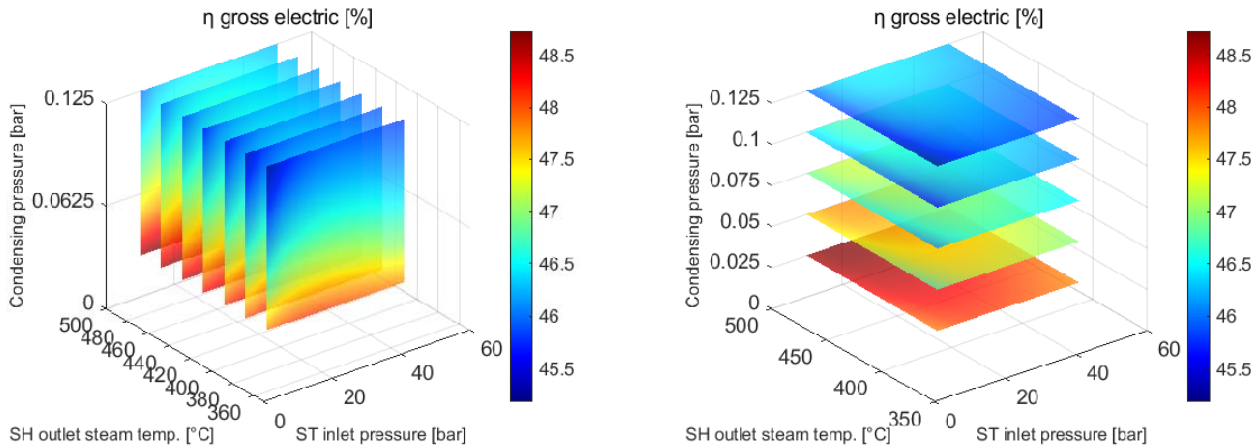


Fig. 22 c/d - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani isoterma range 380-500 °C (a). Piani isobari range 10-50 bar (b).

2.2.1 Sensitività alle variabili

In Fig. 23 a/b/c/d sono riportati gli andamenti della potenza netta generata dal ciclo e rendimento elettrico netto, nonché potenza della turbina a vapore (Fig. 24), al variare della singola variabile, con andamenti parametrizzati sulla seconda variabile, a valore fissato della terza variabile.

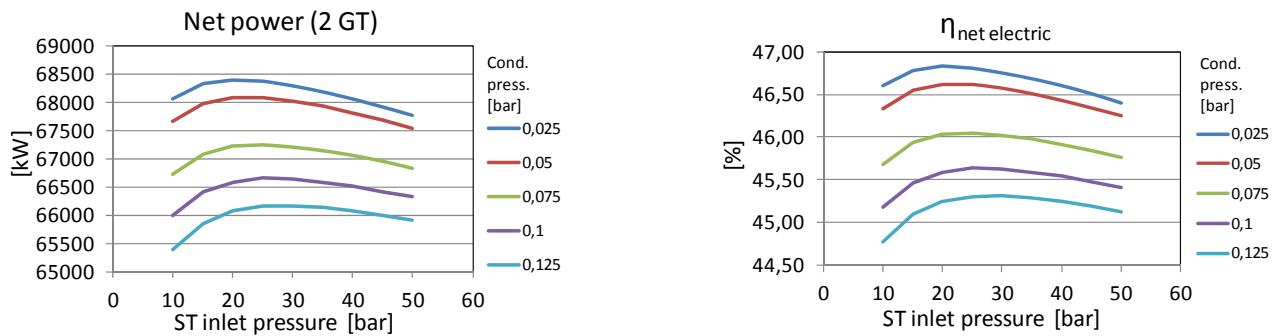


Fig. 23 a/b - Sensitività alla variazione della pressione di ammissione in turbina a vapore. $T_{SH}=480$ °C fissata. Potenza netta del ciclo combinato (2 GT + ST) (a) e rendimento elettrico netto (b).

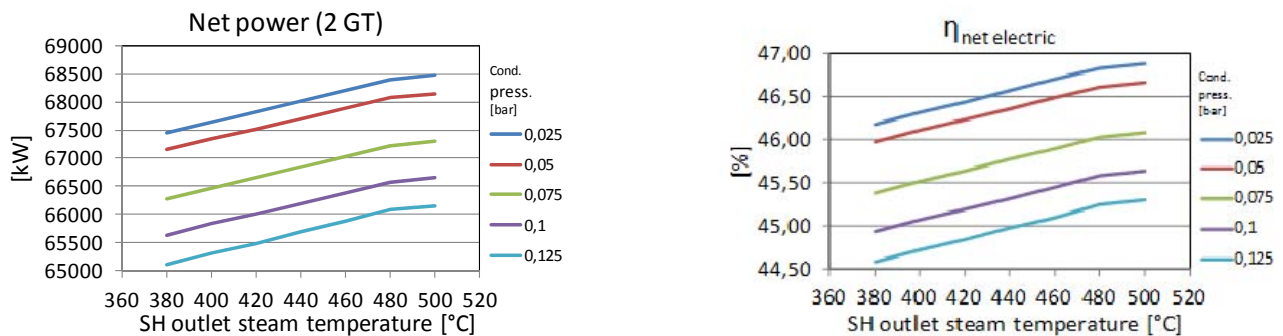


Fig. 23 c/d - Sensitività alla variazione della temperatura di uscita del vapore surriscaldato dal superheater. $P=20$ bar fissata. Potenza netta del ciclo (2 GT + ST) (a) e rendimento elettrico netto (b).

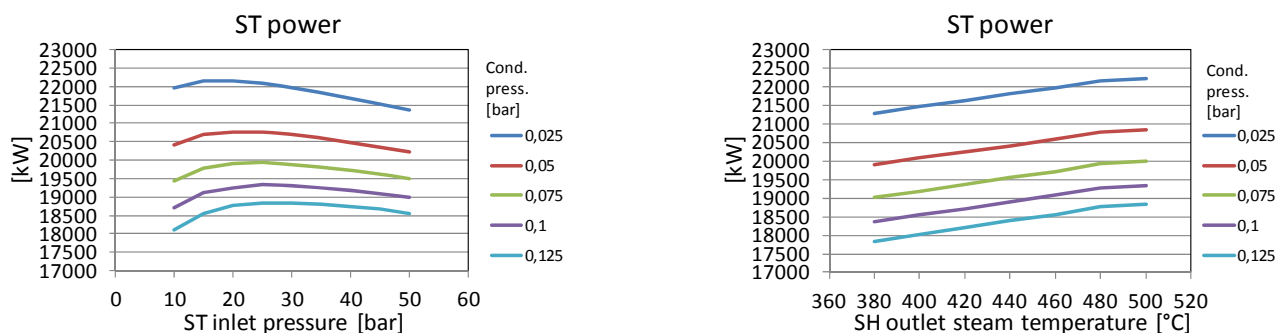


Fig. 24 a/b - Sensitività della potenza netta turbina a vapore alla variazione della pressione di ammissione in turbina a vapore a $T_{SH}=480$ °C fissata (a) e alla temperatura di uscita del vapore surriscaldato dal superheater a $P=20$ bar fissata (b).

Al presente paragrafo viene descritta la progettazione del ciclo combinato a un livello di pressione descritta al paragrafo precedente, con le integrazioni necessarie (Fig. 25) per le seguenti ragioni.

L'introduzione di un ulteriore economizzatore in coda alla corrente degli esausti (rigenerazione di preriscaldamento R-EC) si rende necessaria per l'ulteriore recupero dagli esausti di combustione onde elevare ulteriormente il rendimento.

L'introduzione di ulteriori pompe di ricircolo (CP) nell'HRSG si rende necessaria per sostenere le perdite di carico introdotte dalle apparecchiature aggiuntive.

L'introduzione di più gruppi di espansione in turbina a vapore (HP/IP/LP) si rende necessaria sia per migliorare il rendimento del gruppo vapore, sia per avere a disposizione un sistema che possa prevedere spillamenti tanto per necessità di processo (utenza termica), quanto per ulteriori eventuali utilizzi del vapore a supporto del ciclo combinato stesso. Sono stati analizzate e simulate configurazioni a un gruppo (Caso 2 TG), due gruppi, tre gruppi e quattro gruppi di espansione, rivelandosi soluzione ottimale la realizzazione della turbina a vapore su tre gruppi di espansione su singolo asse, con albero unico calettato al generatore elettrico [21-23, 26-33].

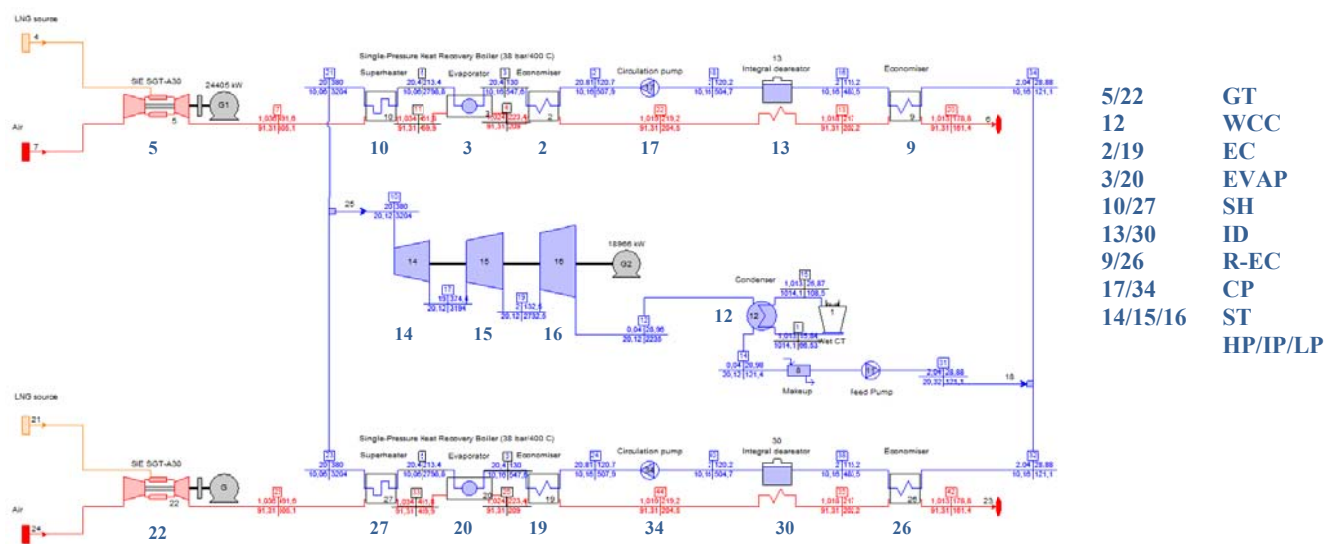


Fig. 25 - Layout del ciclo combinato. Livello di pressione 1 P e configurazione a due TG. Singola turbina a vapore con tre gruppi di espansione. Inserimento degasatore e rigeneratore.

In Fig. 26 sono evidenziati i volumi 4D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina, della temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore, e della pressione di condensazione (Fig. 26 a/b/c/d).

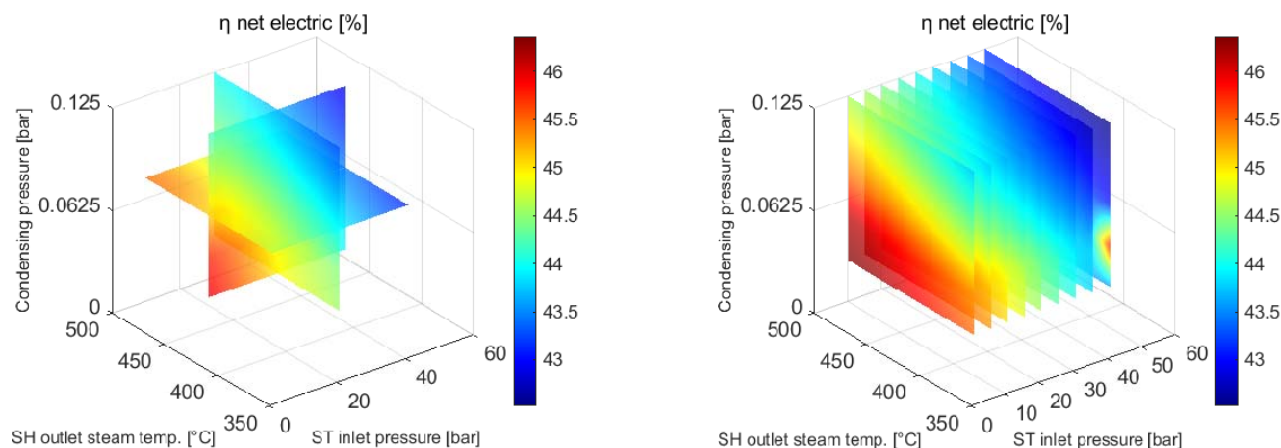
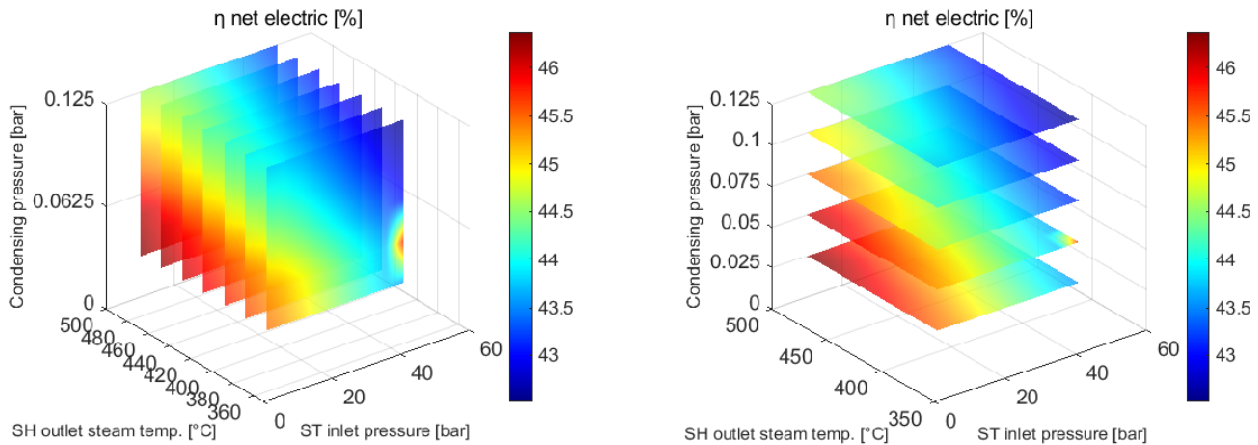


Fig. 26 a/b - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P ottimale. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlets}$, P_{Cond} . Piani medi (a). Piani isobari range 10-50 bar (b).



Figg. 26 c/d - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 1P ottimale. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} . Piani isoterme range 360-500 °C (a). Piani isobari range 0,025-0,125 bar (b).

Rispetto al caso precedente, si osserva una riduzione del rendimento elettrico netto di alcuni decimi di punto percentuale, peraltro giustificata dall'introduzione della componentistica aggiuntiva, e una più marcata zonizzazione dei valori elevati del rendimento, in range molto più circoscritti, a scapito della maggiore uniformità precedentemente riscontrata.

Tab. 5 - η net electric min/max sull'intero volume 4D simulato (Fig. 21 a/b) - combinazioni di temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione, pressione di ammissione vapore in turbina

ST inlet pressure	SH outlet steam temperature	Condensing pressure	η net electric min	ST inlet pressure	SH outlet steam temperature	Condensing pressure	η net electric max
[bar]	[°C]	[bar]	[%]	[bar]	[°C]	[bar]	[%]
50	380	0,125	42,51	10	488 (500)	0,025	46,37

Il rendimento elettrico netto massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combianto, al valore di $\eta_{net\ electric, max} = 46,37\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina $P_{ST,inlet}=10$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{SH,outlet}=488$ °C, pressione di condensazione $P_{Cond}=0,025$ bar (Tab. 5). Si osserva lo spostamento del punto di massimo a pressione di ammissione del vapore in turbina sensibilmente inferiore.

Anche in tale caso si è ritenuto in seconda analisi di valutare il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Fig. 27 a/b/c/d), al fine di poter disporre del valore delle due tipologie di rendimento (netto e lordo). Il rendimento elettrico lordo massimo è calcolato al valore di $\eta_{gross\ electric, max} = 48,44\%$, alle medesime condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione indicate per il rendimento elettrico netto massimo. Il rendimento elettrico lordo minimo ($\eta_{gross\ electric, min} = 43,61\%$) è calcolato alle medesime condizioni indicate per il rendimento elettrico netto minimo (Tab. 6).

Anche in questo caso, rispetto al precedente, si osserva una riduzione del rendimento elettrico lordo di alcuni decimi di punto percentuale, una riduzione complessiva dei valori su tutto il volume 3D, oltre a una zonizzazione (gradienti elevati) dei valori massimi in zone a $P_{ST,inlet}$ inferiore.

Tab. 6 - η gross electric min/max sull'intero volume 4D simulato (Fig. 27 a/b/c/d) - combinazioni di temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione, pressione di ammissione vapore in turbina

ST inlet pressure	SH outlet steam temperature	Condensing pressure	η gross electric min	ST inlet pressure	SH outlet steam temperature	Condensing pressure	η gross electric max
[bar]	[°C]	[bar]	[%]	[bar]	[°C]	[bar]	[%]
50	380	0,125	43,61	10	488 (500)	0,025	48,44

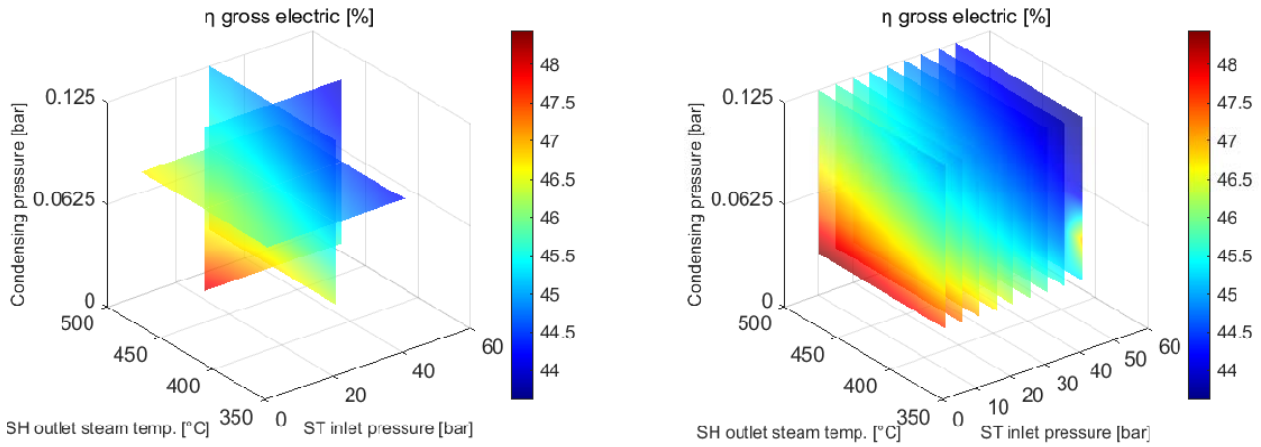


Fig. 27 a/b - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P ottimale. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} . Piani medi (a). Piani isobari range 10-50 bar (b).

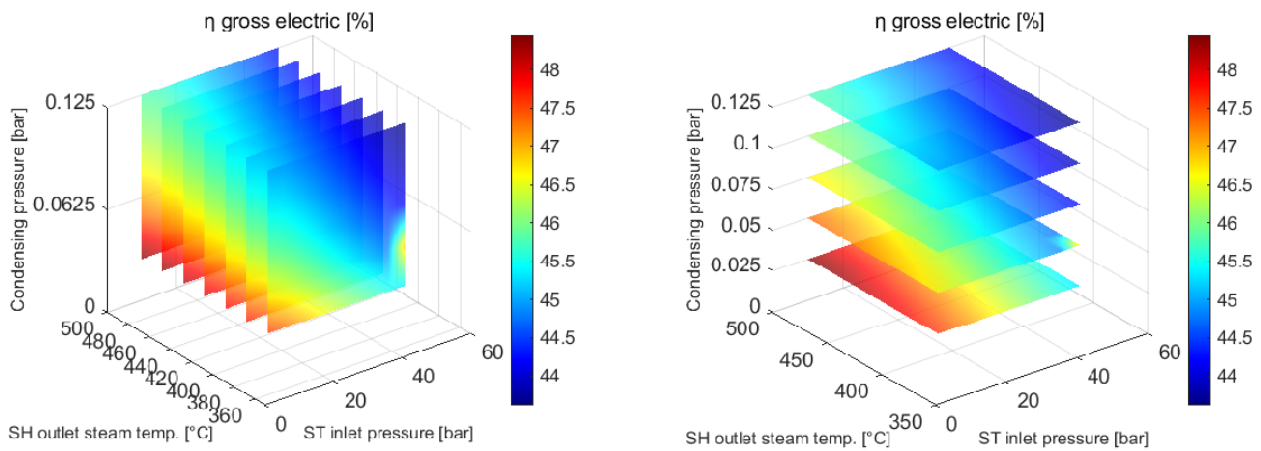


Fig. 27 c/d - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P ottimale. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} . Piani medi (a). Piani isobari range 10-50 bar (b).

2.3.1 Dimensionamento termodinamico della componentistica di scambio termico

Per il caso in esame si è proceduto al dimensionamento termodinamico dei componenti principali dell'HRS (Heat Recovery Steam Generator), quali economizzatore, evaporatore e surriscaldatore, e altra componentistica di scambio termico del ciclo, quale condensatore, deareatore, rigeneratore.

Sono riportati, per ogni componente, i volumi di risposta, rappresentati in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} , relativi alle due grandezze del componente che si vogliono studiare: 1) *Total Heat Transfer* (trasferimento termico totale da gas esausto a liquido, ovvero da gas esausto a vapore, ovvero da vapore ad acqua di raffreddamento) e 2) *Component UA* (unità UA su cui basare il dimensionamento geometrico del componente) (Figg. 28-33) [24-25].

Sono altresì riportati, in forma tabulare, per ogni singolo componente (Figg. 28-33):

- le combinazioni delle 3 variabili per le quali si ottengono valori massimi e minimi del *Total Heat Transfer* e del *Component UA*, e i valori degli stessi (Tab. 7-12, righe 1-2);
- i valori di *Total Heat Transfer* e di *Component UA* calcolati al punto di progetto, ovvero alla combinazione delle 3 variabili per le quali si ottiene il valore massimo del rendimento elettrico netto (Tab. 7-12, righe 3-4).

Dalla teoria degli scambiatori di calore, il metodo ϵ -NTU pone in relazione il numero di unità di trasporto (NTU) con il prodotto UA (dimensionalmente descritto da $W/^{\circ}K$, ovvero da $kW/^{\circ}C$), tramite l'equazione:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad \text{ove:}$$

NTU = numero di unità di trasporto;

U = coefficiente di scambio termico globale;

A = area della superficie di scambio;

$C_{\min} = (\dot{m}c_p)_{\min}$ capacità termica per unità di tempo minima tra le due capacità termiche per unità di tempo dei due fluidi ($\dot{m}c_{p,\text{cold}}$ e $\dot{m}c_{p,\text{hot}}$);

$\dot{m}$ = portata in massa del fluido;

c_p = calore specifico.

Per tale ragione il prodotto UA è un indicatore “normalizzato” di riferimento delle dimensioni effettive di uno scambiatore di calore in quanto, assunto un opportuno coefficiente scambio termico globale U (determinato dalla configurazione e dal materiale costruttivo scelti) è possibile valutare la superficie di scambio A , e da questa ancora le dimensioni geometriche del dispositivo e del fasciame tubiero, previe opportune ipotesi sulla configurazione realizzativa dello scambiatore.

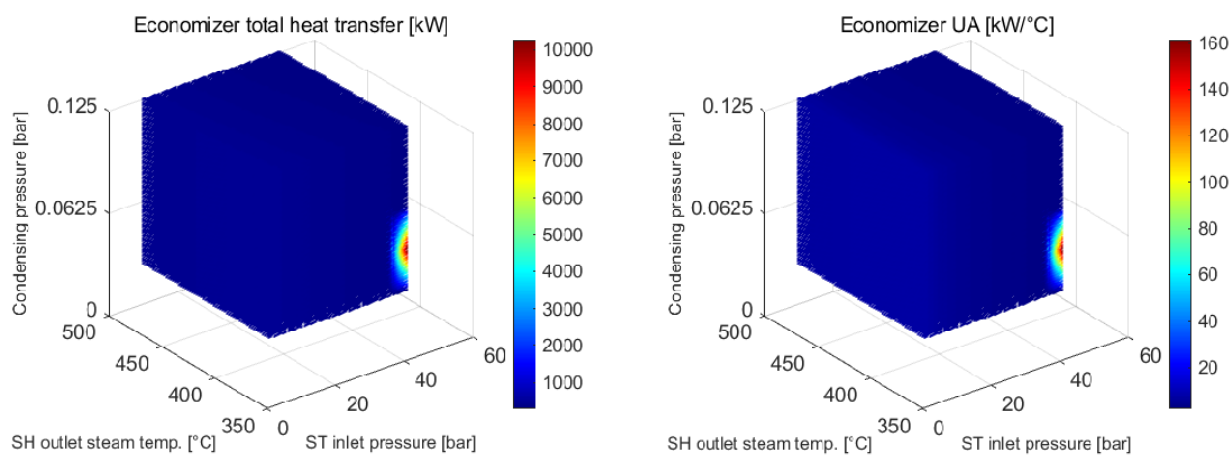


Fig. 28 a/b - Trasferimento termico gas-acqua (a) e prodotto UA per economizzatore EC. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} .

Tab. 7 - Economizzatore EC - Total Heat Transfer e Component UA sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione							
ST inlet pressure [bar]	SH outlet temp. [°C]	Condensing pressure [bar]	THT _{min/max} THT _{ηmin/ηmax} [kW]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	UA _{min/max} UA _{ηmin/ηmax} [kW/°C]
50	488 (500)	0,025	279,951	50	488 (500)	0,025	1,891
50	380	0,0504	10272	50	380	0,0504	161,503
50	380	0,125	308,072	50	380	0,125	2,083
10	488 (500)	0,025	423,517	10	488 (500)	0,025	6,691

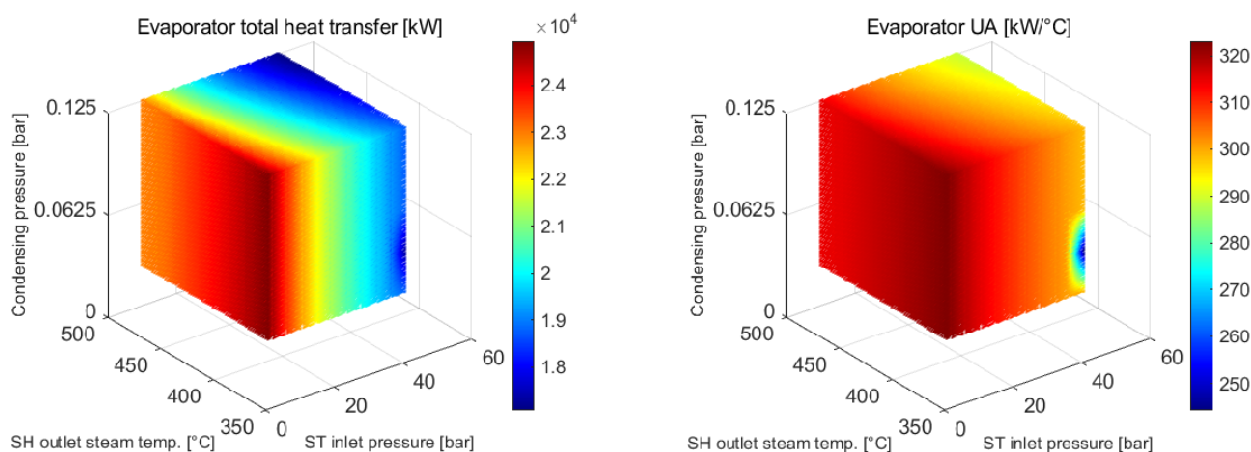
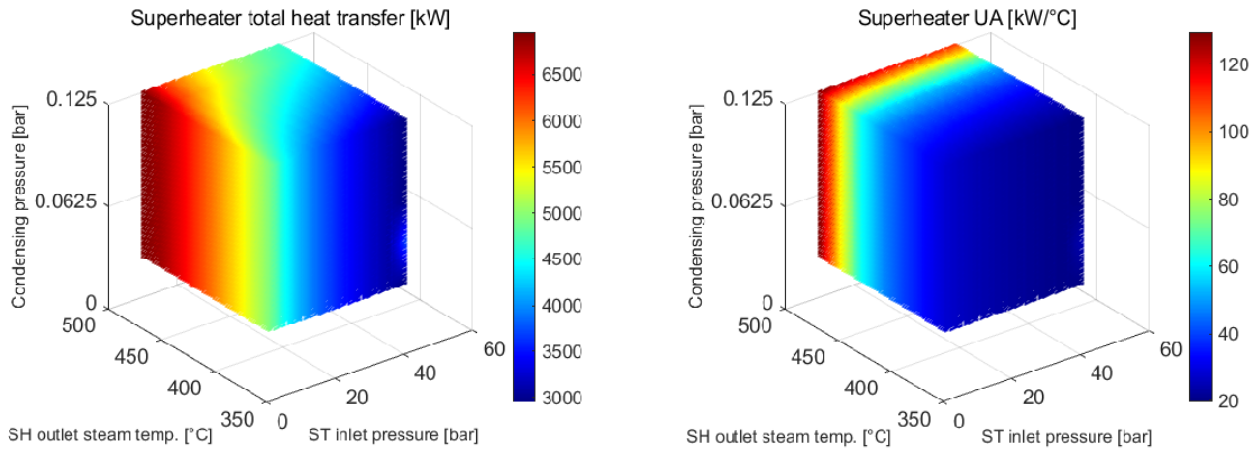


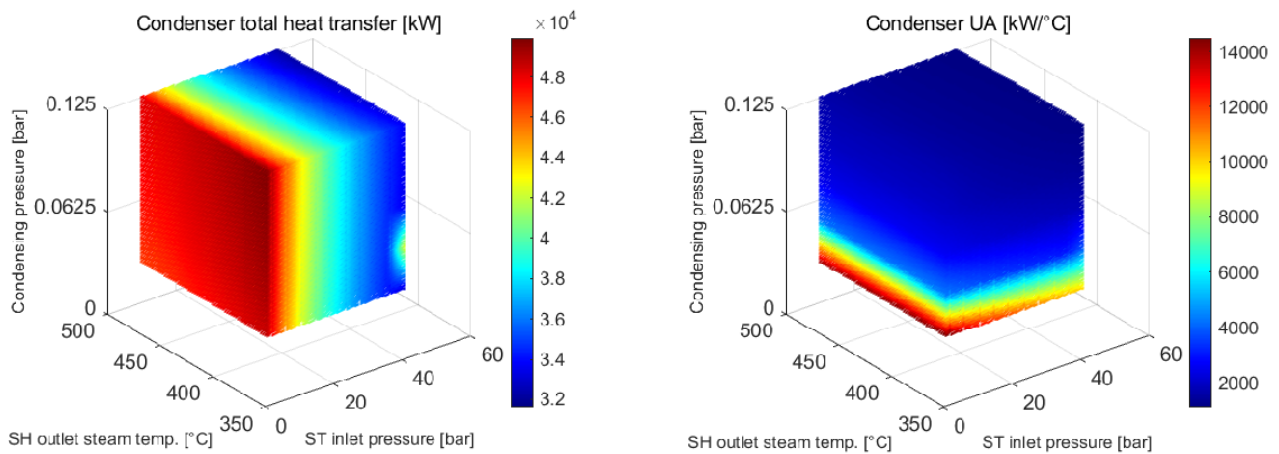
Fig. 29 a/b - Trasferimento termico gas-acqua (a) e prodotto UA per evaporatore EV. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} .

Tab. 8 - Evaporatore EV - Total Heat Transfer e Component UA sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet temp. [°C]	Condensing pressure [bar]	THT _{min/max} THT _{ηmin/ηmax} [kW]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	UA _{min/max} UA _{ηmin/ηmax} [kW/°C]
50	488 (500)	0,025	17059	50	380	0,0504	244,209
10	380	0,025	24951	10	380	0,025	322,996
50	380	0,125	18773	50	380	0,125	298,503
10	488 (500)	0,025	22954	10	488 (500)	0,025	314,567

**Fig. 30 a/b - Trasferimento termico gas-acqua (a) e prodotto UA per surriscaldatore SH. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} .****Tab. 9 - Surriscaldatore SH - Total Heat Transfer e Component UA sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione**

ST inlet pressure [bar]	SH outlet temp. [°C]	Condensing pressure [bar]	THT _{min/max} THT _{ηmin/ηmax} [kW]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	UA _{min/max} UA _{ηmin/ηmax} [kW/°C]
50	380	0,025	2949,3	50	380	0,025	19,591
10	488 (500)	0,025	6957,6	10	488 (500)	0,025	129,555
50	380	0,125	2949,3	50	380	0,125	19,591
10	488 (500)	0,025	6957,6	10	488 (500)	0,025	129,555

**Fig. 31 a/b - Trasferimento termico gas-acqua (a) e prodotto UA per condensatore WCC. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} .**

Tab. 10 - Condensatore WCC - Total Heat Transfer e Component UA sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet temp. [°C]	Condensing pressure [bar]	THT _{min/max} THT _{ηmin/ηmax} [kW]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	UA _{min/max} UA _{ηmin/ηmax} [kW/°C]
50	488 (500)	0,025	31592	50	488 (500)	0,125	1106,4
10	380	0,125	49957	10	380	0,025	14495
50	380	0,125	33674	50	380	0,125	1156,7
10	488 (500)	0,025	46663	10	488 (500)	0,025	13883

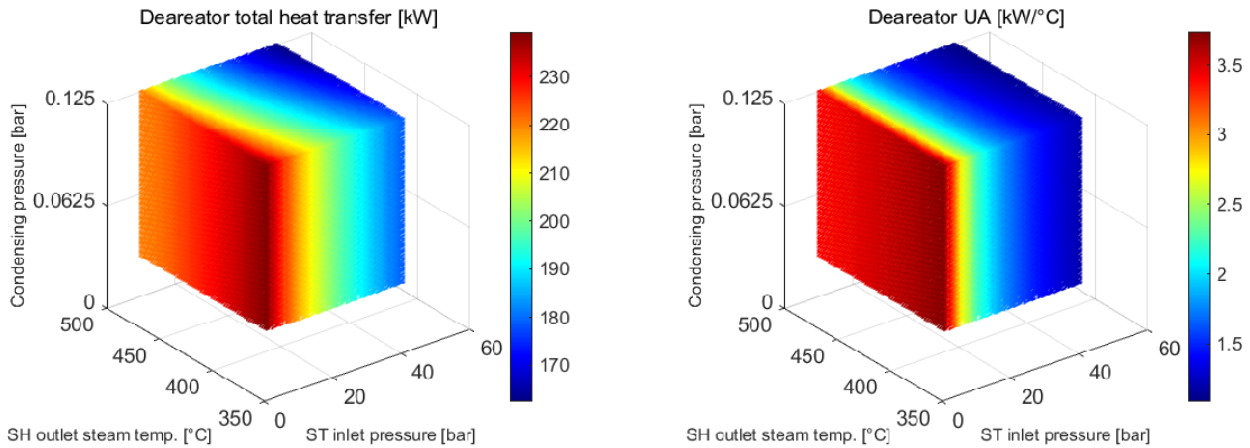


Fig. 32 a/b - Trasferimento termico gas-acqua (a) e prodotto UA per deareatore ID. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} .

Tab. 11 - Deareatore ID - Total Heat Transfer e Component UA sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet temp. [°C]	Condensing pressure [bar]	THT _{min/max} THT _{ηmin/ηmax} [kW]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	UA _{min/max} UA _{ηmin/ηmax} [kW/°C]
50	488 (500)	0,025	162,452	50	488 (500)	0,025	1,082
10	380	0,025	239,374	10	380	0,025	3,739
50	380	0,125	178,771	50	380	0,125	1,194
10	488 (500)	0,025	220,215	10	488 (500)	0,025	3,414

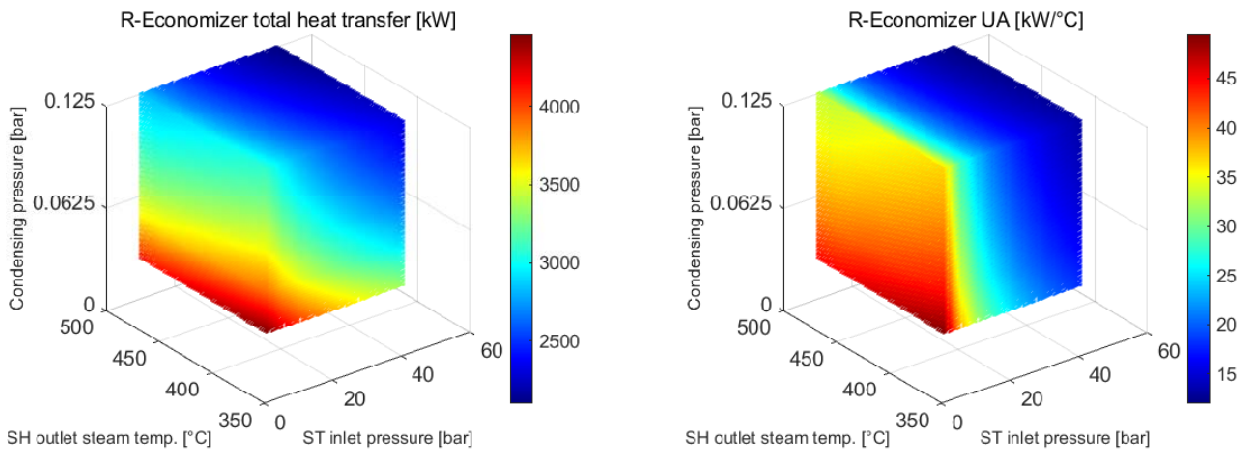


Fig. 33 a/b - Trasferimento termico gas-acqua (a) e prodotto UA per rigeneratore R-EC. Volume di risposta in funzione di $P_{ST,inlet}$, $T_{SH,outlet}$, P_{Cond} .

Tab. 12 - Deareatore ID - Total Heat Transfer e Component UA sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina, temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet temp. [°C]	Condensing pressure [bar]	THT _{min/max} THT _{ηmin/ηmax} [kW]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	UA _{min/max} UA _{ηmin/ηmax} [kW/°C]
50	488 (500)	0,125	2100,5	50	488 (500)	0,125	11,907
10	380	0,025	4457,1	10	380	0,025	49,554
50	380	0,125	2311,5	50	380	0,125	13,212
10	488 (500)	0,025	4100,4	10	488 (500)	0,025	44,513

Sono stati analizzati i valori di THT e UA per ogni singolo componente da realizzarsi costruttivamente [24-25, 34]. Risulta, al punto di progetto del ciclo, in corrispondenza del massimo rendimento elettrico netto $DP_{\eta_{max}}$ (Tabb. 13-14):

- uno scambio termico moderato, con dimensioni contenute per l'economizzatore EC, con valori di THT e UA lontani dal massimo e in varia misura superiori al minimo (THT: +51,28% e UA: +253,84%);
- uno scambio termico elevato, con dimensioni consistenti per l'evaporatore EV, con valori di THT e UA prossimi al massimo (THT: 92,00% e UA: 97,39% del valor massimo);
- uno scambio termico consistente, con dimensioni per il surriscaldatore SH circa pari a un terzo di quelle dell'evaporatore EV, con valori di THT e UA coincidenti col massimo (THT: 100,00% e UA: 100,00% del valor massimo);
- uno scambio termico elevatissimo, con dimensioni estremamente consistenti per il condensatore WCC, con valori di THT e UA prossimi al massimo (THT: 93,41% e UA: 95,78% del valor massimo);
- uno scambio termico minimo, con dimensioni estremamente ridotte per il deareatore ID, con valori di THT e UA prossimi al massimo (THT: 92,00% e UA: 91,31% del valor massimo);
- uno scambio termico medio, con dimensioni medie per il rigeneratore R-EC, con valori di THT e UA prossimi al massimo (THT: 92,00% e UA: 89,83% del valor massimo).

Per completezza sono riportati anche i valori delle grandezze al punto di progetto corrispondente a rendimento elettrico netto minimo ($DP_{\eta_{min}}$), sistematicamente superiori ai corrispondenti valori minimi. Va osservato che, alla crescita monòtona del rendimento elettrico da $\eta_{net\ electric,min}$ a $\eta_{net\ electric,max}$ non corrisponde necessariamente una crescita altrettanto monòtona delle due corrispondenti grandezze THT e UA.

Tab. 13 - THT per componente: valori al punto di progetto DP a rendimento elettrico netto max e rapporto con valori estremi

	Min ¹	Max ¹	DP _{ηmin} ²	DP _{ηmax} ³	Ratio DP _{ηmax} /Min ⁴	Ratio DP _{ηmax} /Max ⁴
EC [kW]	279,951	10272,000	308,072	423,517	151,28%	4,12%
EV [kW]	17059,000	24951,000	18773,000	22954,000	134,56%	92,00%
SH [kW]	2949,300	6957,600	2949,300	6957,600	235,91%	100,00%
WCC [kW]	31592,000	49957,000	33674,000	46663,000	147,71%	93,41%
ID [kW]	162,452	239,374	178,771	220,215	135,56%	92,00%
R-EC [kW]	2100,500	4457,100	2311,500	4100,400	195,21%	92,00%

(1) Valore minimo/massimo di progetto per tutte le combinazioni di variabili di funzionamento. (2) Valore di progetto nel punto a rendimento min.

(3) Valore di progetto nel punto a rendimento max. (4) Rapporto del valore di progetto con valori estremi di dimensionamento.

Tab. 14 - UA per componente: valori al punto di progetto DP e rapporto con valori estremi

	Min	Max	DP _{ηmin}	DP _{ηmax}	Ratio DP _{ηmax} /Min	Ratio DP _{ηmax} /Max
EC [kW/°C]	1,891	161,503	2,083	6,691	353,84%	4,14%
EV [kW/°C]	244,209	322,996	298,503	314,567	128,81%	97,39%
SH [kW/°C]	19,591	129,555	19,591	129,555	661,31%	100,00%
WCC [kW/°C]	1106,400	14495,000	1156,700	13883,000	1254,79%	95,78%
ID [kW/°C]	1,082	3,739	1,194	3,414	315,57%	91,31%
R-EC [kW/°C]	11,907	49,554	13,212	44,513	373,85%	89,83%

(1) Valore minimo/massimo di progetto per tutte le combinazioni di variabili di funzionamento. (2) Valore di progetto nel punto a rendimento min.

(3) Valore di progetto nel punto a rendimento max. (4) Rapporto del valore di progetto con valori estremi di dimensionamento.

3 CICLO A 2 LIVELLI DI PRESSIONE

Il ciclo combinato a 2P di vapore (due livelli di pressione) è realizzato tramite HRSG composto da economizer/boiler/superheater a doppi componenti e turbina a vapore ST a due espansioni in gruppo di HP e IP (alta pressione e media/bassa pressione).

L'analisi di configurazione e di performance del ciclo con configurazione a due livelli di pressione (2P) e due turbogas 2TG (Fig. 34) ha permesso di identificare i rendimenti e le potenze erogate dal ciclo, nonché di identificare i range di variazione per le variabili (pressione di ammissione in turbina a vapore, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione) controllanti il lavoro utile erogato dal ciclo e di conseguenza il rendimento ottenibile.

Si evidenziano gli HRSG a due livelli di pressione (composti da economizzatore di alta pressione HP EC, evaporatore di alta pressione HP EVAP, surriscaldatore di alta pressione HP SH, economizzatore parallelo di media pressione IP P-EC, evaporatore di media pressione IP EVAP, surriscaldatore di media pressione IP SH, pompe di alimento condensato FP in numero doppio, per esigenze di raddoppio linee di evaporazione, turbina a vapore con gruppo di alta pressione HP ST e gruppo di media pressione IP ST). La rimanente apparecchiatura di processo realizzante il ciclo combinato è costituita dal turbogas GT (*top cycle* - ciclo Brayton), in numero di uno o due, e il condensatore raffreddato ad acqua (*water cooled condenser* WCC). L'acqua di raffreddamento, in circuito chiuso, è a sua volta raffreddata in torre evaporativa a bordo nave, non essendo possibile procedere a raffreddamento diretto con acqua marina (soprattutto in considerazione dei vincoli sugli scarichi ad alta temperatura in ecosistemi marini). I corpi di HP e IP della turbina a vapore sono calettati sul medesimo albero del generatore elettrico della ST, onde contenere le esigenze di spazio, senza dover prevedere un quarto generatore elettrico [13, 21-30, 35-36].

Rispetto al caso a un livello di pressione (1P) si riscontra un incremento di rendimento (valutabile alcuni punti percentuali) per tutte le combinazioni di variabili interessate. Ciò è dovuto a un incremento di lavoro utile generato in rapporto al lavoro assorbito dalla sorgente a temperatura superiore (combustione nel bruciatore dei turbogas) e a un più efficiente recupero termico dagli esausti di combustione (temperatura di circa 100-110 °C all'uscita degli HRSG, in confronto ai 140 °C del caso a 1P).

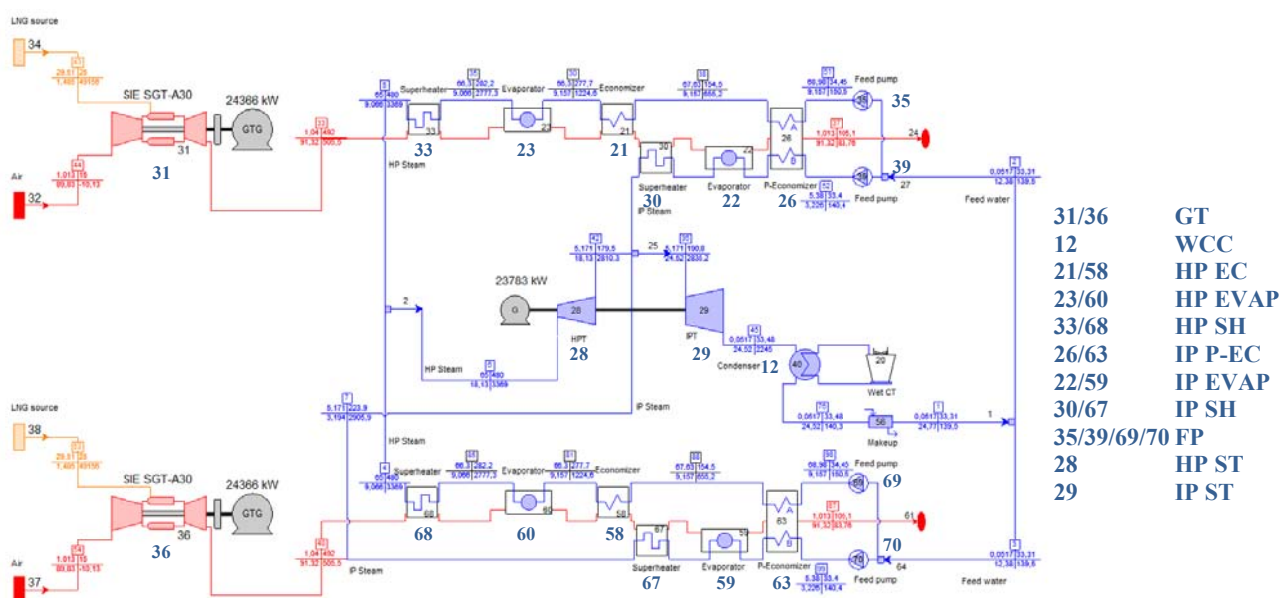
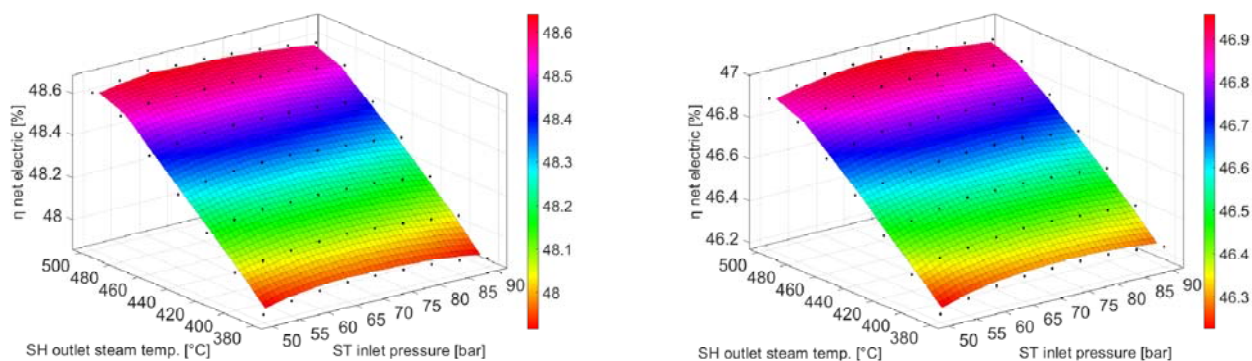
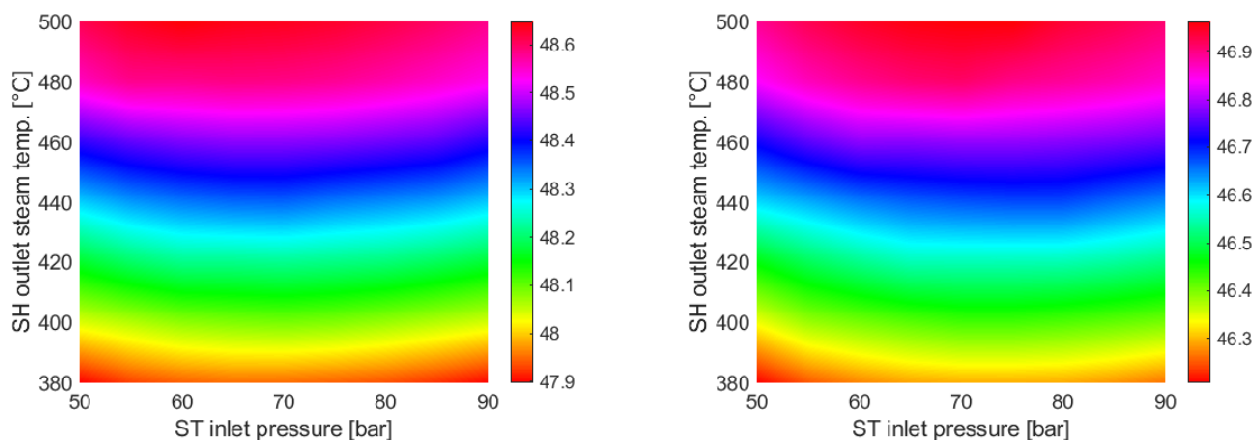


Fig. 34 - Layout del ciclo combinato. Livello di pressione 2 P e configurazione a due TG.

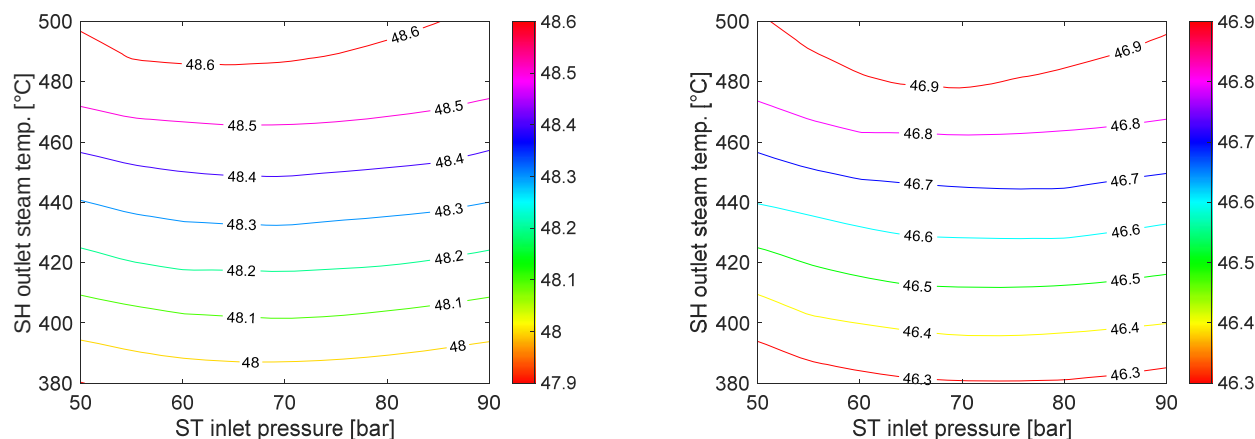
La pressione di ammissione vapore in turbina HP è stata fatta variare nel range 50-90 bar, la temperatura del vapore in uscita dal superheater nel range 380-500 °C (limite nel ciclo a vapore 655 °C, *live steam temperature* di cicli consolidati identificata nel range 420-580 °C), in considerazione della massima temperatura degli esausti ottenibile dalla TG al 100% del carico (491 °C) e del ΔT_{ap} (*approach point*) di ca 10 °C all'ingresso del superheater, la pressione di condensazione nel range 0,025-0,125 bar [24-25]. In Figg. 35-36 sono evidenziate le superficie di risposta 3D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina HP e temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore a pressione di condensazione fissata. In Figg. 37-40 sono evidenziate le superficie di risposta 2D (piani isobari) e le linee isorendimento.



Figg. 35-36 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 2P. Superficie di risposta. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.



Figg. 37-38 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 2P. Piani isobari. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

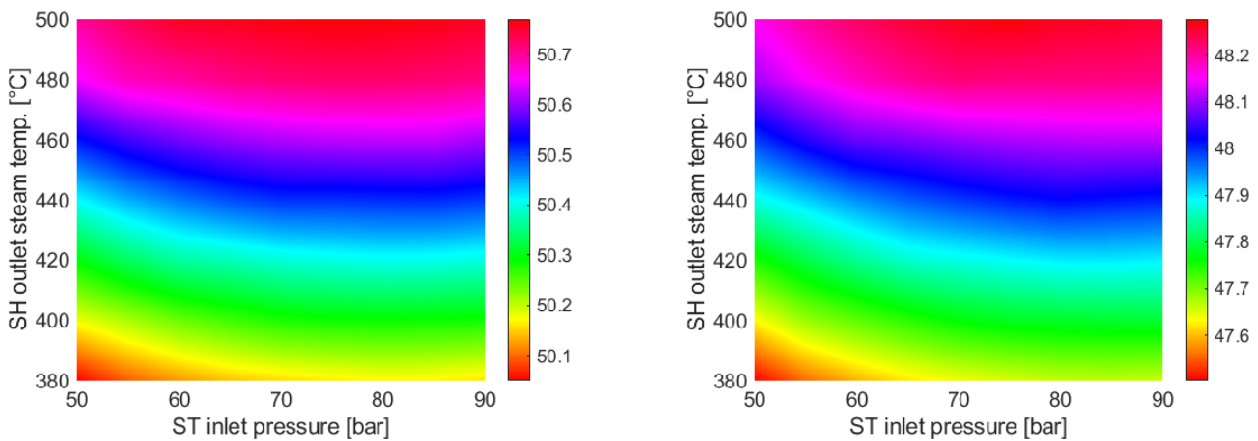


Figg. 39-40 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 2P. Linee isorendimento. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

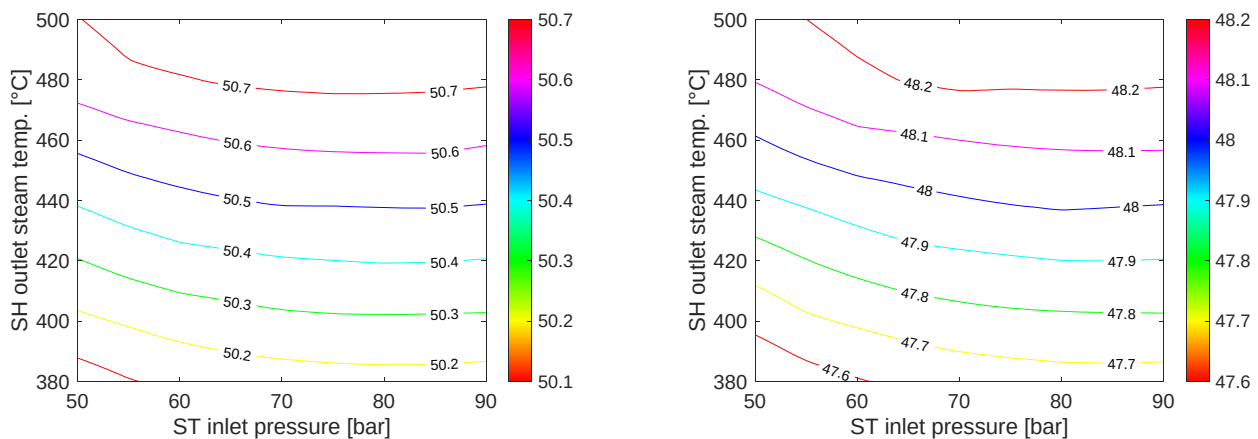
Il rendimento elettrico netto è ottenuto dal rendimento elettrico lordo sottraendo, nella procedura di calcolo di quest'ultimo, tutte le perdite meccaniche, gli assorbimenti degli ausiliari di servizio e le perdite elettriche dei generatori. Il valore, certamente più indicativo ai fini della progettazione ottimizzata, è tuttavia intrinsecamente legato al contributo apportato dal componente stesso e alle sue effettive condizioni di funzionamento. Pertanto si riporta anche il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Figg. 41-44).

In entrambi i casi (rendimento elettrico lordo, rendimento elettrico netto), in termini di risultati ottenuti, va rilevata l'impossibilità fisica del raggiungimento della temperatura $T_{SH}=500\text{ }^{\circ}\text{C}$, in quanto l'esausto di turbina a gas raggiunge una $T_{exh,max}=491\text{ }^{\circ}\text{C}$, limitando la $T_{SH,max}=488\text{ }^{\circ}\text{C}$ (al min ΔT_{ap} ammissibile).

È altresì degno di menzione il fatto che nel caso 2P il rendimento elettrico netto si mantiene più costante e uniforme in un ampio range di pressioni, con andamento "a bande di temperatura", garantendo la ricerca ampi intervalli di funzionamento ottimale, allorquando il funzionamento del ciclo è valutato a pressioni di condensazione più elevate, anche se queste portano, come prevedibile anche a livello teorico (si veda cap. precedente), a un decremento del rendimento stesso.



Figg. 41-42 - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 2P. Piani isobari. Pressione di condensazione $P=0,025\text{ bar}$ e $P=0,125\text{ bar}$.



Figg. 43-44 - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 2P. Linee isorendimento. Pressione di condensazione $P=0,025\text{ bar}$ e $P=0,125\text{ bar}$.

Anche per il caso a due livelli di pressione, sono state simulate le condizioni di funzionamento progettuale per tutte le combinazioni di variabili influenzanti il problema e si è definita una condizione di ottimo del problema multi variabile [31].

In Fig. 45 sono evidenziati i volumi 4D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina, della temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore, della pressione di condensazione e relative superficie 4D di risposta, ottenute tramite sezioni con opportuni piani isobari e isotermi, nei range di variazione definiti (pressione di ammissione vapore in turbina HP: 50-90 bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater: 380-500 °C, pressione di condensazione: 0,025-0,125 bar - Fig. 45 a/b/c/d, Tabb. 15-18).

Il punto di ottimo dell'ingresso vapore al corpo turbina IP è identificato al valore 5,171 bar.

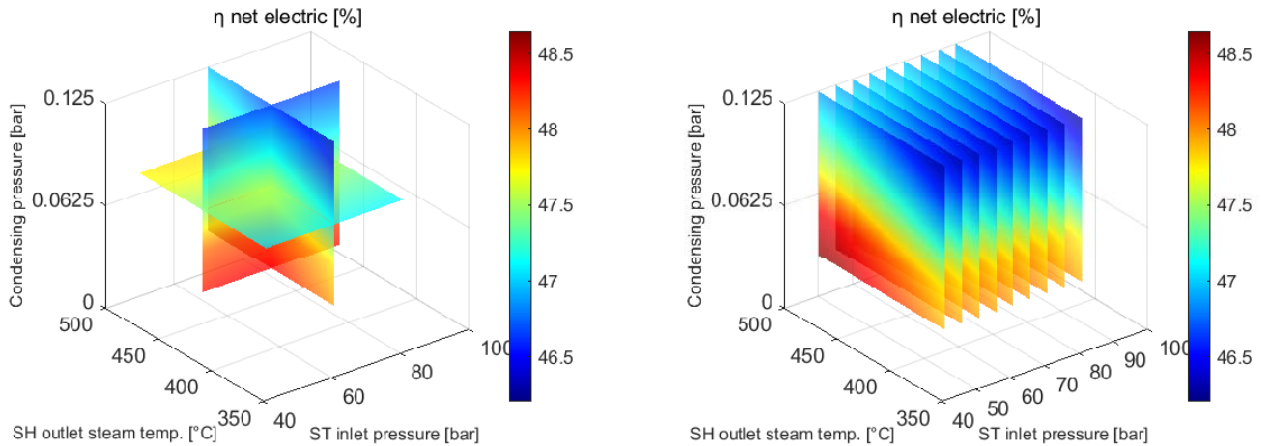


Fig. 45 a/b - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 2P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani medi (a). Piani isobari range 50-90 bar (b).

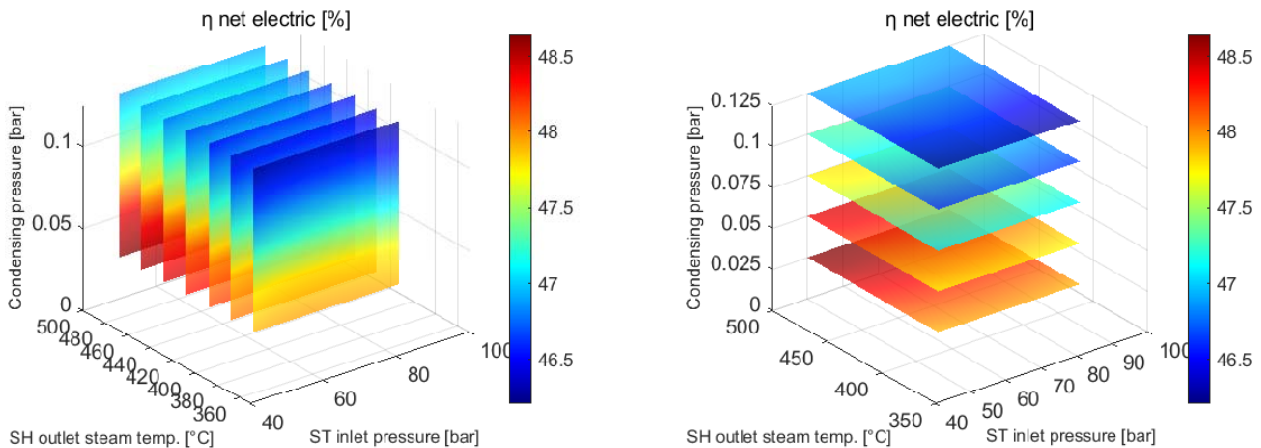


Fig. 45 c/d - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 2P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani isotermi range 380-500 °C (a). Piani isobari range 0,025-0,125 bar (b).

Tab. 15 - η net electric min/max su piani isobari di pressione di condensazione (Fig. 45/d)
combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina e temperatura del vapore dal superheater

Condensing pressure [bar]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	η net electric max [%]
0,025	50	380	47,90	60	488 (500)	48,65
0,050	50	380	47,70	70	488 (500)	48,44
0,075	50	380	47,06	65	488 (500)	47,80
0,100	50	380	46,58	70	488 (500)	47,34
0,125	50	380	46,21	75	488 (500)	46,96

Tab. 16 - η net electric min/max su piani isotermini di temperatura del vapore dal superheater (Fig. 45/c) combinazioni di temperatura del vapore dal superheater e pressione di condensazione

SH outlet steam temperature [°C]	ST inlet pressure [bar]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
380	50	0,125	46,21	65	0,025	47,95
400	50	0,125	46,34	70	0,025	48,09
420	50	0,125	46,47	70	0,025	48,22
440	50	0,125	46,60	70	0,025	48,35
460	50	0,125	46,72	65	0,025	48,47
480	50	0,125	46,84	65	0,025	48,58
500	50	0,125	46,89	60	0,025	48,65

Tab. 17 - η net electric min/max su piani isobari di pressione di ammissione vapore in turbina HP (Fig. 45/b) combinazioni temperatura del vapore dal superheater e pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
50	380	0,125	46,21	488 (500)	0,025	48,61
55	380	0,125	46,25	488 (500)	0,025	48,63
60	380	0,125	46,27	488 (500)	0,025	48,65
65	380	0,125	46,29	488 (500)	0,025	48,64
70	380	0,125	46,29	488 (500)	0,025	48,64
75	380	0,125	46,30	488 (500)	0,025	48,63
80	380	0,125	46,29	488 (500)	0,025	48,62
85	380	0,125	46,28	488 (500)	0,025	48,60
90	380	0,125	46,26	488 (500)	0,025	48,58

Tab. 18 - η net electric min/max sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione, pressione di ammissione vapore in turbina HP

ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
50	380	0,125	46,21	60,17	488 (500)	0,025	48,65

Il rendimento elettrico netto massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combinato, al valore di $\eta_{\text{net electric, max}} = 48,65\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina HP $P_{\text{ST, inlet}} = 60,17$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 488$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,025$ bar.

Anche nel caso 2 P si è ritenuto opportuno analizzare il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Fig. 46 a/b/c/d). Il rendimento elettrico lordo massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combinato, al valore di $\eta_{\text{gross electric, max}} = 50,77\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina HP $P_{\text{ST, inlet}} = 75,08$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 488$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,025$ bar. Il rendimento elettrico lordo minimo ($\eta_{\text{gross electric, min}} = 47,50\%$) è raggiunto alle medesime condizioni indicate per il rendimento elettrico netto minimo (Tab. 18).

È da rilevare il fatto che la disponibilità del valore delle due tipologie di rendimento (netto e lordo) qui calcolate rende più agevole la comparazione con dati bibliografici (per i quali sovente tale differenza non è esplicitata, convenzionalmente sottintendendo che il rendimento sia quello lordo, mancando informazioni dettagliate sull'assorbimento di potenza degli ausiliari).

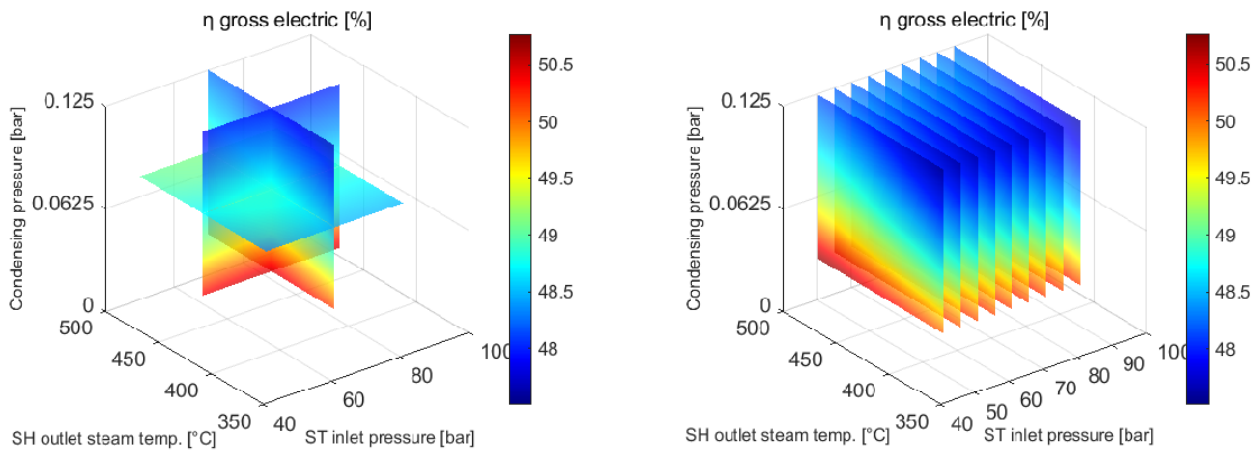


Fig. 46 a/b - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 2P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani medi (a). Piani isobari range 50-90 bar (b).

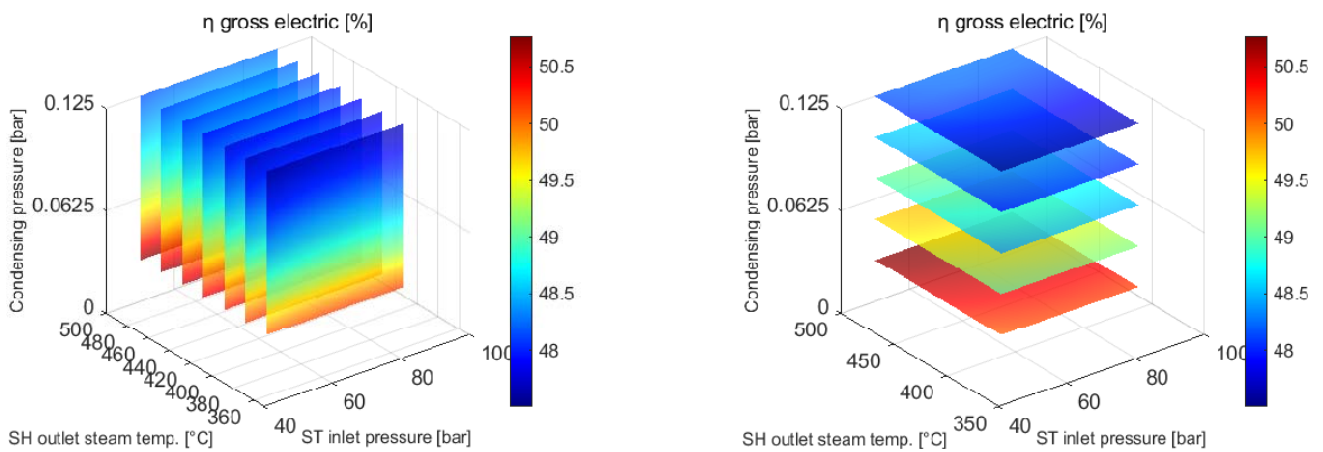


Fig. 46 c/d - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 1P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani isotermi range 380-500 °C (a). Piani isobari range 0,025-0,125 bar (b).

4 CICLO A 3 LIVELLI DI PRESSIONE

Il ciclo combinato a 3P di vapore (tre livelli di pressione) è realizzato tramite HRSG composto da economizer/boiler/superheater a multipli componenti e turbina a vapore ST a tre espansioni in gruppo di HP, IP, LP (alta pressione, media pressione, bassa pressione) [21-30, 37].

L'analisi di configurazione e di performance del ciclo con configurazione a tre livelli di pressione (3P) e due turbogas 2TG (Fig. 47) ha permesso di identificare i rendimenti e le potenze erogate dal ciclo, nonché di identificare i range di variazione per le variabili (pressione di ammissione in turbina a vapore HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione) controllanti il lavoro utile erogato dal ciclo e di conseguenza il rendimento ottenibile.

La complessità dello schema di ciclo è notevolmente aumentata, gli HRSG non rispettano più il classico schema economizzatore/evaporatore/surriscaldatore in serie per ogni unità, a vantaggio piuttosto di configurazioni interconnesse facenti uso di scambiatori di tipo parallelo, con corrente degli esausti che non necessariamente attraversa in maniera sequenziale la serie economizer/boiler/superheater del singolo livello di pressione [35].

Si evidenziano gli HRSG a tre livelli di pressione [24-25]. Essi sono composti da: 1) economizzatore di alta pressione HP EC (che riceve corrente rigenerata dall'economizzatore di media pressione IP), evaporatore di alta pressione HP EV, surriscaldatore parallelo di alta pressione HP P-SH (che agisce da risurriscaldatore della IP e risurriscaldatore dopo l'espansione in turbina HP); 2) economizzatore parallelo di media pressione IP P-EC (che agisce anche da rigeneratore per l'alta pressione HP), evaporatore di media pressione IP EV, surriscaldatore di media pressione IP SH (vapore IP ulteriormente risurriscaldato da HP P-SH); 3) economizzatore di bassa pressione LP EC (che riceve direttamente il condensato), evaporatore di bassa pressione LP EV, surriscaldatore di bassa pressione LP SH.

Il ciclo è completato da pompe di alimento condensato FP a servizio degli HRSG di bassa e media pressione, per esigenze di triplicazione linee di evaporazione, turbina a vapore con gruppo di alta pressione HP ST, media pressione IP ST, bassa pressione LP ST, degasatore ad alimentazione vapore. La rimanente apparecchiatura di processo realizzante il ciclo combinato è costituita dal turbogas GT (*top cycle* - ciclo Brayton), in numero di uno o due, e il condensatore raffreddato ad acqua (*water cooled condenser* WCC). L'acqua di raffreddamento, in circuito chiuso, è a sua volta raffreddata in torre evaporativa a bordo nave, non essendo possibile procedere a raffreddamento diretto con acqua marina (soprattutto in considerazione dei vincoli sugli scarichi ad alta temperatura in ecosistemi marini). I corpi di HP, IP, LP della turbina a vapore sono calettati sul medesimo albero del generatore elettrico della ST, onde contenere le esigenze di spazio, senza dover prevedere un quarto generatore elettrico. L'effettiva realizzabilità in stiva di naviglio, anche di grande stazza, è da valutarsi in rapporto alle dimensioni della nave stessa [34, 36].

Rispetto al caso a due livelli di pressione (2P) si riscontra un incremento di rendimento (valutabile alcuni punti percentuali) per tutte le combinazioni di variabili interessate. Ciò è dovuto a un incremento di lavoro utile generato in rapporto al lavoro assorbito dalla sorgente a temperatura superiore (combustione nel bruciatore dei turbogas) e a un più efficiente recupero termico dagli esausti di combustione (temperatura di circa 110-120 °C all'uscita degli HRSG, in confronto ai 140 °C del caso a 1P) [35, 37].

Non va trascurato, in questo ultimo caso, l'apporto dovuto al parallelismo introdotto in alcune delle unità di scambio costituenti il dispositivo HRSG, che agiscono, per alcune correnti, ora da rigeneratore ora da risurriscaldatore, continuando a svolgere per la seconda corrente nel parallelo l'originaria funzione deputata nella batteria HRSG (economizzatore/surriscaldatore). Allo stesso modo va menzionato il contributo all'incremento di rendimento dovuto al risurriscaldamento dopo l'espansione in corpo HP e il convogliamento del vapore risurriscaldato al corpo IP, come il surriscaldamento del vapore IP prima della sua espansione nel corpo IP [13, 29, 33, 35, 38-39].

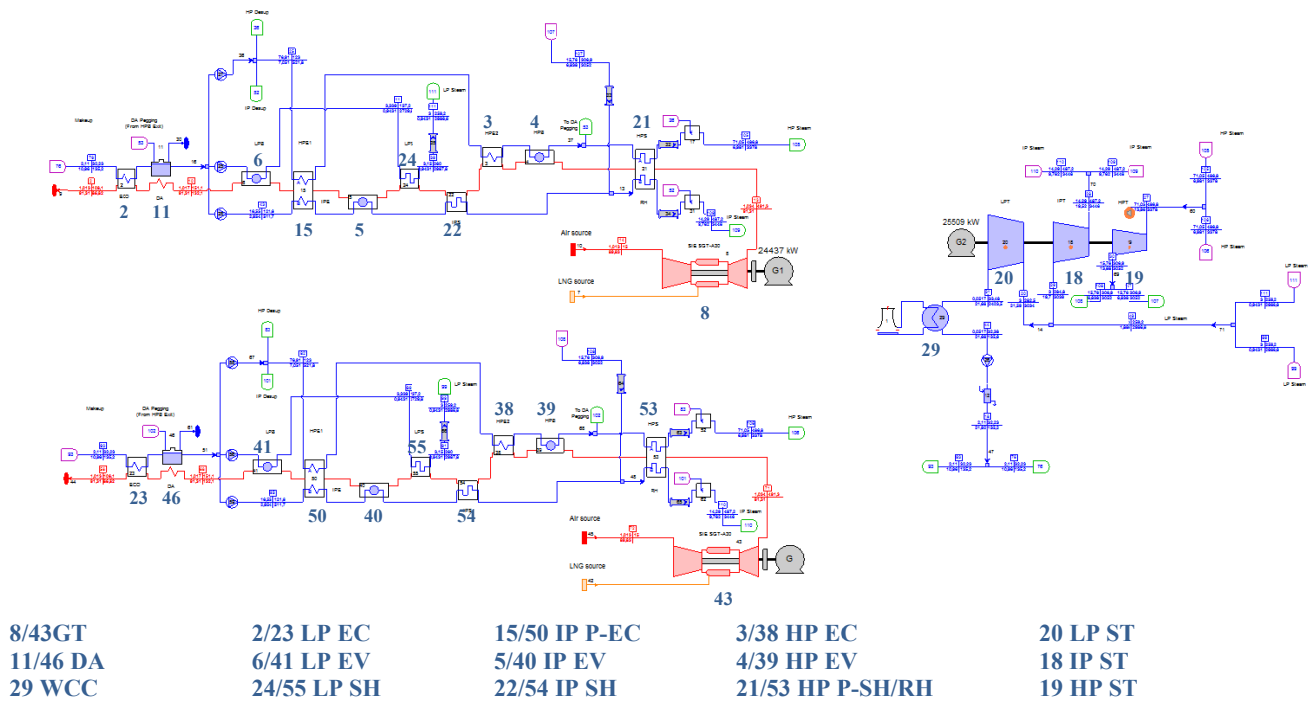
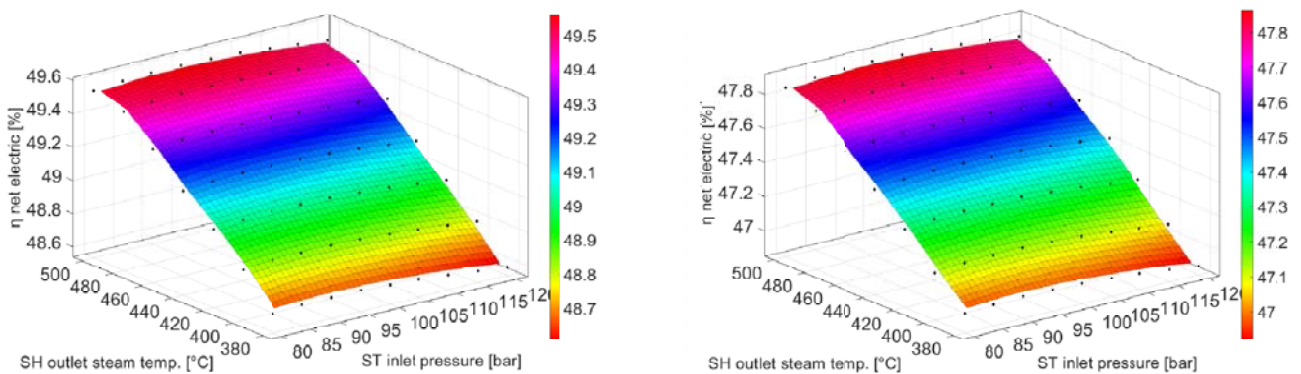
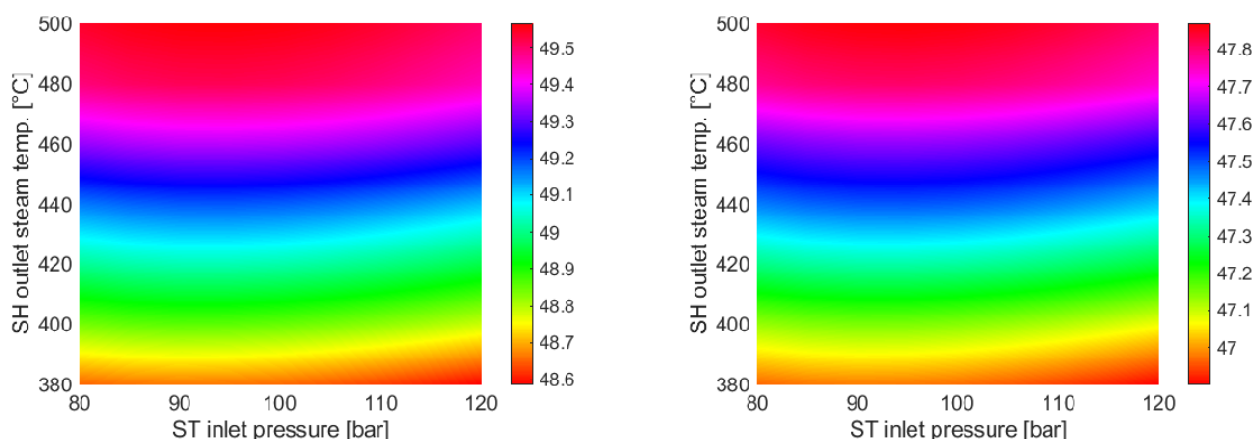


Fig. 47 - Layout del ciclo combinato. Livello di pressione 3P e configurazione a due TG.

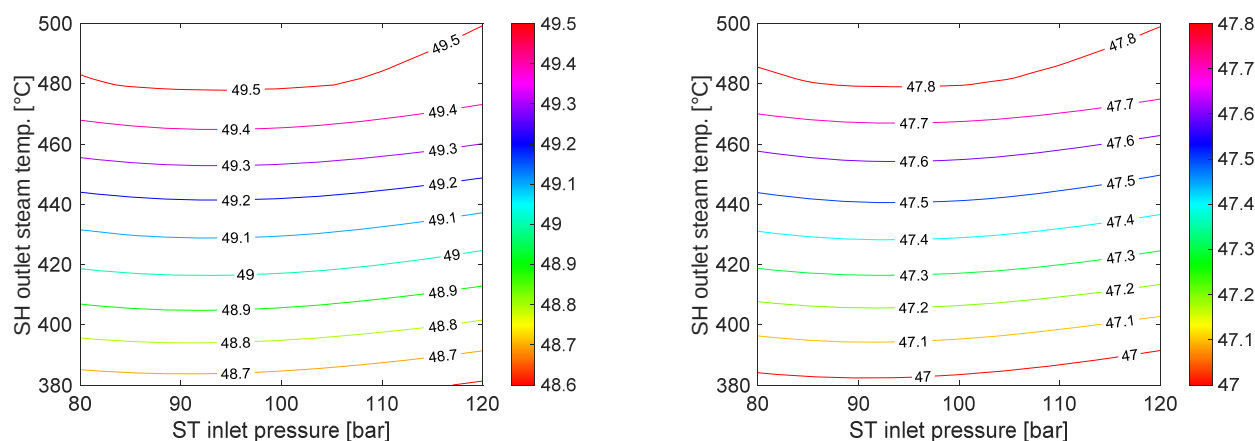
La pressione di ammissione vapore in turbina HP è stata fatta variare nel range 80-120 bar, la temperatura del vapore in uscita dal superheater nel range 380-500 °C (limite nel ciclo a vapore 655 °C, *live steam temperature* di cicli consolidati identificata nel range 420-580 °C), in considerazione della massima temperatura degli esausti ottenibile dalla TG al 100% del carico (491 °C) e del ΔT_{ap} (*approach point*) di ca 10 °C all'ingresso del superheater, la pressione di condensazione nel range 0,025-0,125 bar [24-25]. I punti di ottimo dei corpi IP e LP sono identificati rispettivamente ai valori 24,13 bar e 4,14 bar. In Figg. 48-49 sono evidenziate le superficie di risposta 3D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina HP e temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore a pressione di condensazione fissata. In Figg. 50-53 sono evidenziate le superficie di risposta 2D (piani isobari) e le linee isorendimento.



Figg. 48-49 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 3P. Superficie di risposta. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.



Figg. 50-51 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 3P. Piani isobari. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

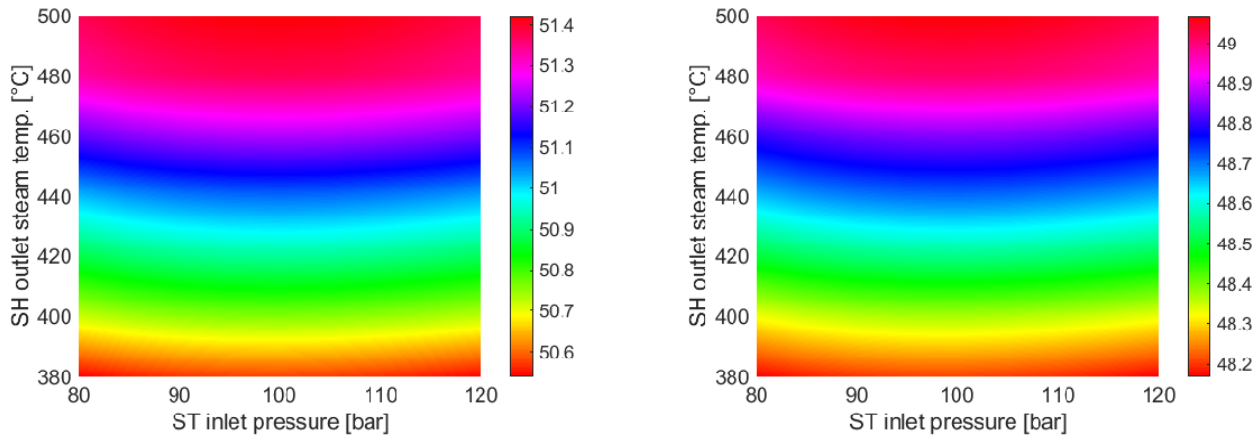


Figg. 52-53 - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 3P. Linee isorendimento. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

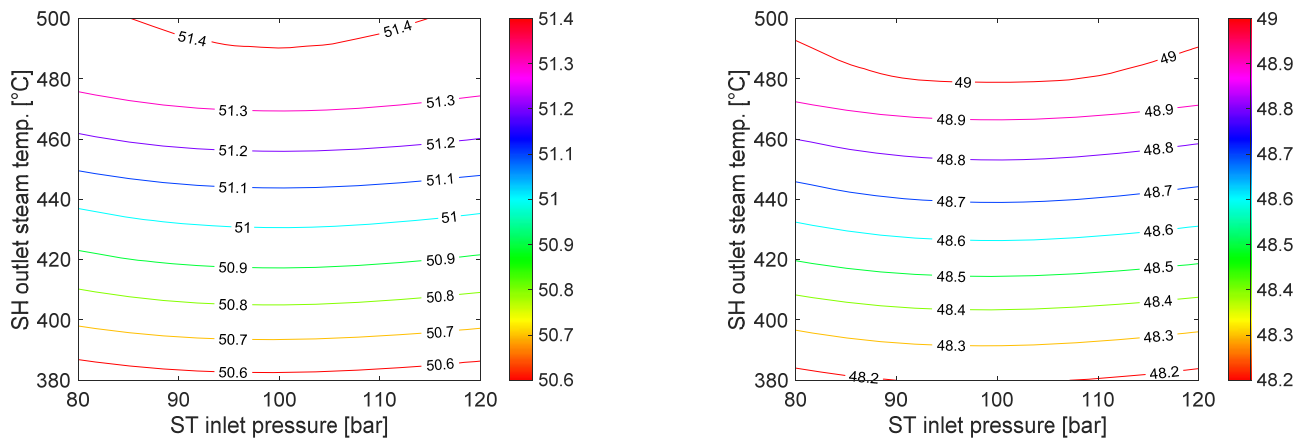
Il rendimento elettrico netto è ottenuto dal rendimento elettrico lordo sottraendo, nella procedura di calcolo di quest'ultimo, tutte le perdite meccaniche, gli assorbimenti degli ausiliari di servizio e le perdite elettriche dei generatori. Il valore, certamente più indicativo ai fini della progettazione ottimizzata, è tuttavia intrinsecamente legato al contributo apportato dal componente stesso e alle sue effettive condizioni di funzionamento. Pertanto si riporta anche il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Figg. 54-57).

In entrambi i casi (rendimento elettrico lordo, rendimento elettrico netto), in termini di risultati ottenuti, va rilevata l'impossibilità fisica del raggiungimento della temperatura $T_{SH}=500$ °C, in quanto l'esausto di turbina a gas raggiunge una $T_{exh,max}=491$ °C, limitando la $T_{SH,max}=488$ °C (al min ΔT_{ap} ammissibile).

È altresì degno di menzione il fatto che anche nel caso 3P il rendimento il rendimento elettrico netto si mantiene più costante e uniforme in un ampio range di pressioni, con andamento "a bande di temperatura", garantendo la ricerca ampi intervalli di funzionamento ottimale, allorquando il funzionamento del ciclo è valutato a pressioni di condensazione più elevate, anche se queste portano, come prevedibile anche a livello teorico (si veda cap. precedente), a un decremento del rendimento stesso.



Figg. 54-55 - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 3P. Piani isobari. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.



Figg. 56-57 - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 3P. Linee isorendimento. Pressione di condensazione $P=0,025$ bar e $P=0,125$ bar.

Anche per il caso a tre livelli di pressione, sono state simulate le condizioni di funzionamento progettuale per tutte le combinazioni di variabili influenzanti il problema e si è definita una condizione di ottimo del problema multivariabile.

La complessità del caso analizzato permette di affermare che l'analisi a tre variabili controllanti il problema possa essere estesa a un numero più elevato di variabili (ad esempio temperature di vapore surriscaldato in uscita dai surriscaldatori di media pressione e di bassa pressione) e che combinazioni ottimali di queste possano portare a incrementi di rendimento. Tuttavia, in considerazione dell'approccio proposto ai casi precedenti, e per congruità con esso, tale analisi non è stata implementata.

In Fig. 58 sono evidenziati i volumi 4D del rendimento elettrico netto in funzione della pressione di ammissione del vapore in turbina, della temperatura del vapore surriscaldato in uscita dal surriscaldatore, della pressione di condensazione e relative superficie 4D di risposta, ottenute tramite sezioni con opportuni piani isobari e isoterme, nei range di variazione definiti (pressione di ammissione vapore in turbina HP: 80-120 bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater: 380-500 °C, pressione di condensazione: 0,025-0,125 bar - Fig. 58 a/b/c/d, Tabb. 19-22).

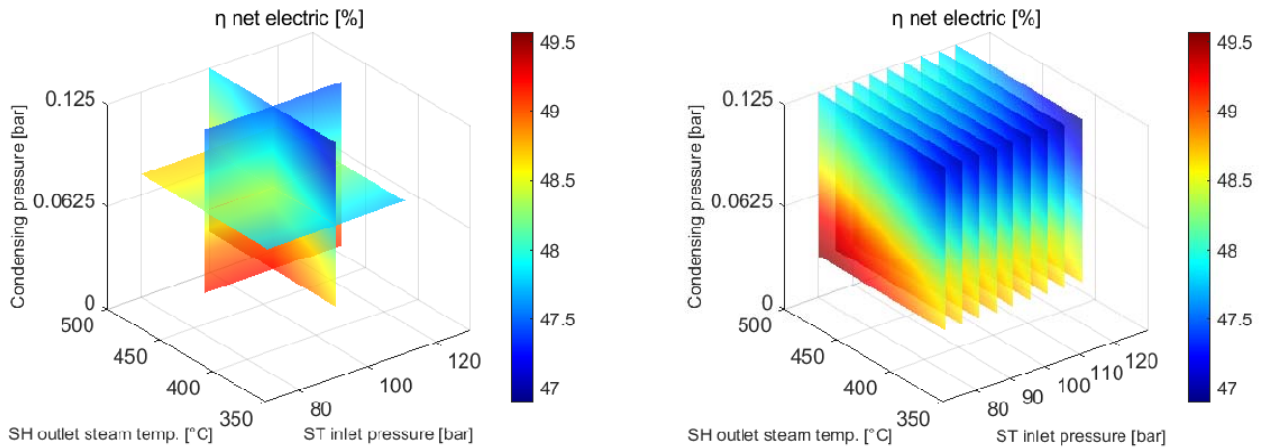


Fig. 58 a/b - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 3P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani medi (a). Piani isobari range 80-120 bar (b).

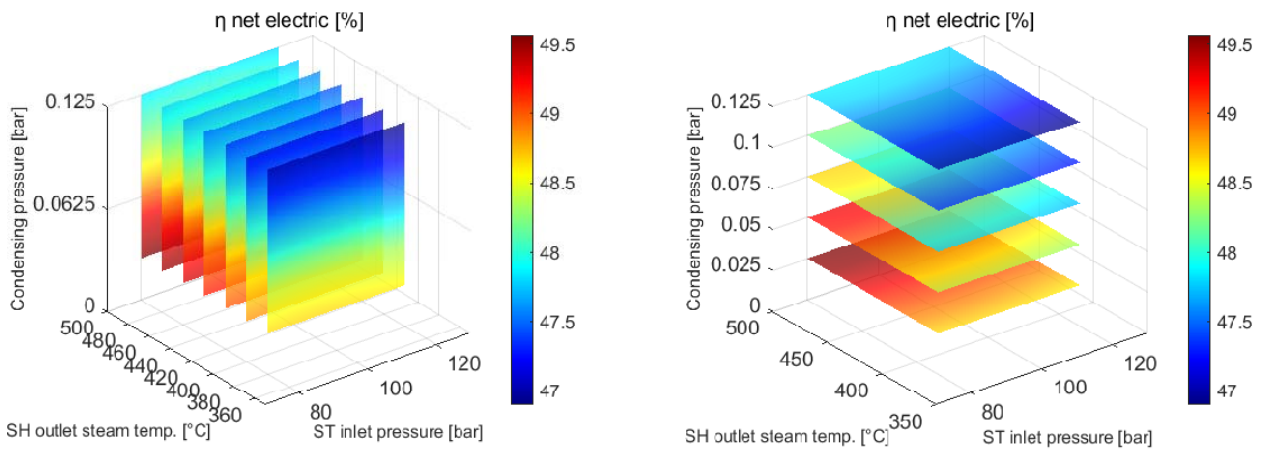


Fig. 58 c/d - Rendimento elettrico netto del ciclo combinato 3P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani isotermini range 380-500 °C (a). Piani isobari range 0,025-0,125 bar (b).

Tab. 19 - η net electric min/max su piani isobari di pressione di condensazione (Fig. 58/d) combinazioni di pressione di ammissione vapore in turbina e temperatura del vapore dal superheater

Condensing pressure [bar]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	η net electric max [%]
0,025	120	380	48,59	95	488 (500)	49,57
0,050	120	380	48,32	95	488 (500)	49,26
0,075	120	380	47,73	95	488 (500)	48,68
0,100	120	380	47,27	95	488 (500)	48,24
0,125	120	380	46,90	95	488 (500)	47,87

Tab. 20 - η net electric min/max su piani isotermini di temperatura del vapore dal superheater (Fig. 58/c) combinazioni di temperatura del vapore dal superheater e pressione di condensazione

SH outlet steam temperature [°C]	ST inlet pressure [bar]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
380	120	0,125	46,90	90	0,025	48,66
400	120	0,125	47,07	90	0,025	48,86
420	120	0,125	47,26	95	0,025	49,03
440	120	0,125	47,43	95	0,025	49,19
460	120	0,125	47,58	95	0,025	49,36
480	120	0,125	47,74	95	0,025	49,52
500	120	0,125	47,80	95	0,025	49,57

Tab. 21 - η net electric min/max su piani isobari di pressione di ammissione vapore in turbina HP (Fig. 58/b) combinazioni temperatura del vapore dal superheater e pressione di condensazione

ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
80	380	0,125	46,97	488 (500)	0,025	49,54
85	380	0,125	46,98	488 (500)	0,025	49,56
90	380	0,125	46,98	488 (500)	0,025	49,56
95	380	0,125	46,98	488 (500)	0,025	49,57
100	380	0,125	46,97	488 (500)	0,025	49,56
105	380	0,125	46,96	488 (500)	0,025	49,55
110	380	0,125	46,94	488 (500)	0,025	49,54
115	380	0,125	46,92	488 (500)	0,025	49,52
120	380	0,125	46,90	488 (500)	0,025	49,50

Tab. 22 - η net electric min/max sull'intero volume 4D simulato - combinazioni di temperatura del vapore dal superheater, pressione di condensazione, pressione di ammissione vapore in turbina HP

ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric min [%]	ST inlet pressure [bar]	SH outlet steam temperature [°C]	Condensing pressure [bar]	η net electric max [%]
120	380	0,125	46,90	94,92	488 (500)	0,025	49,57

Il rendimento elettrico netto massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combinato, al valore di $\eta_{\text{net electric, max}} = 49,57\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina HP $P_{\text{ST, inlet}} = 94,92$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 488$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,025$ bar.

Anche nel caso 3P si è ritenuto opportuno analizzare il valore del rendimento elettrico lordo del ciclo combinato (Fig. 59 a/b/c/d). Il rendimento elettrico lordo massimo è prevedibile, ai fini della progettazione del ciclo combinato, al valore di $\eta_{\text{gross electric, max}} = 51,42\%$, alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina HP $P_{\text{ST, inlet}} = 99,66$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 488$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,025$ bar. Il rendimento elettrico lordo minimo ($\eta_{\text{gross electric, min}} = 48,17\%$) è raggiunto alle condizioni di pressione di ammissione vapore in turbina HP $P_{\text{ST, inlet}} = 80$ bar, temperatura del vapore in uscita dal superheater $T_{\text{SH, outlet}} = 380$ °C, pressione di condensazione $P_{\text{Cond}} = 0,125$ bar.

È da rilevare il fatto che la disponibilità del valore delle due tipologie di rendimento (netto e lordo) qui calcolate rende più agevole la comparazione con dati bibliografici (per i quali sovente tale differenza non è esplicitata, convenzionalmente sottintendendo che il rendimento sia quello lordo, mancando informazioni dettagliate sull'assorbimento di potenza degli ausiliari).

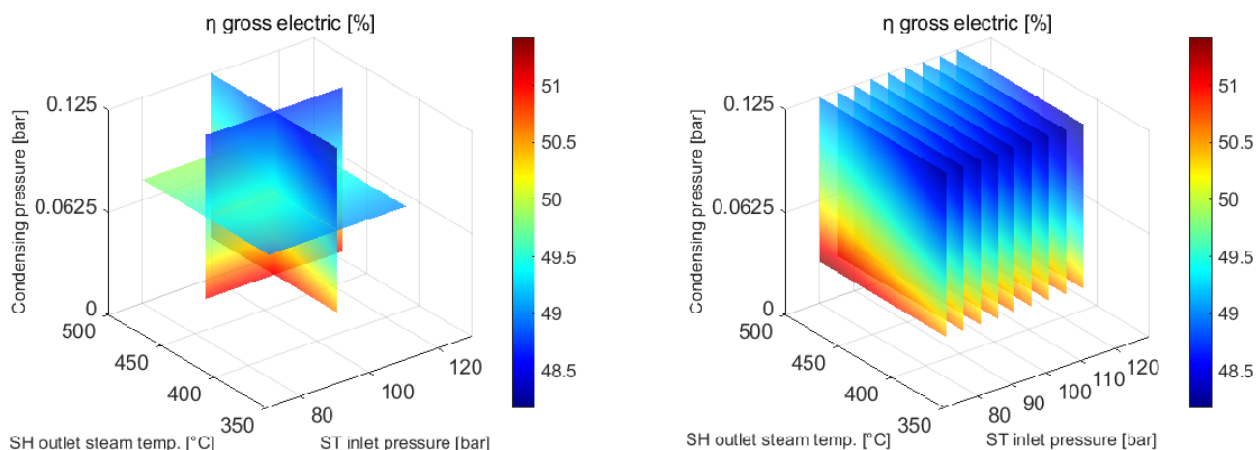


Fig. 59 a/b - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 3P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani medi (a). Piani isobari range 80-120 bar (b).

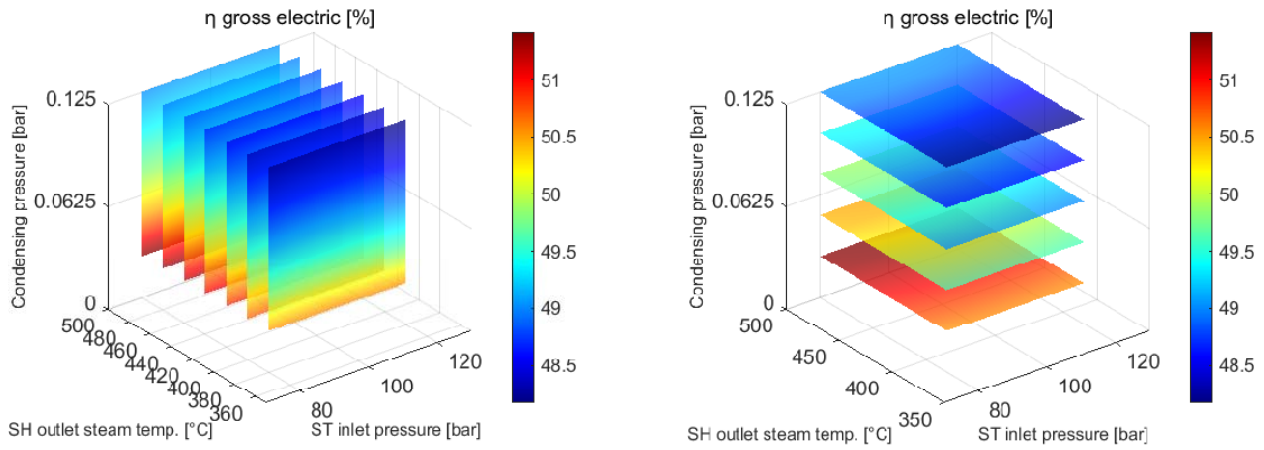


Fig. 59 c/d - Rendimento elettrico lordo del ciclo combinato 3P. Volume di risposta in funzione di pressione di ammissione vapore in turbina HP, temperatura del vapore in uscita dal superheater, pressione di condensazione. Piani isoterme range 380-500 °C (a). Piani isobari range 0,025-0,125 bar (b).

5 VALUTAZIONE CICLO A 1 LIVELLO DI PRESSIONE A CARICO PARZIALE

Sono state analizzate configurazioni di funzionamento dei due turbogas di potenza con funzionamento a carico parziale delle turbine a gas. Lo schema di riferimento è quello presentato al paragrafo 2.3 “Caso 2 TG - configurazione ottimale” illustrato in Fig. 25. I casi studiati sono previsti nelle condizioni progettuali di massimo rendimento descritte nel paragrafo citato. Il valore massimo di circa 70 MW di potenza erogata è compatibile con la richiesta per la piena velocità di crociera di una nave in rotta oceanica transatlantica, la modulazione alle potenze intermedie è compatibile con richieste di velocità ridotte o manovre portuali.

Una prima configurazione prevede l'incremento graduale del carico su entrambi i turbogas, in modalità equamente ripartita [35, 40] (50% TG1- 50% TG2) sulle due TG (cfr. par. 5.1), una seconda configurazione prevede una TG funzionante a pieno carico e il secondo turbogas modula la potenza aggiuntiva variando il proprio carico da 50% a 100% (100% TG1- 50-100% TG2) [26-28, 32] (cfr. par. 5.1). I risultati finali sono illustrate ai paragrafi successivi.

5.1 Caso 2 TG a carico parziale- carico variabile equamente ripartito

Sono stati calcolati le potenze lorda e netta del ciclo combinato ai vari livelli di carico e i rispettivi rendimenti elettrici lordo e netto. Sono altresì stati calcolati i valori di potenza erogata dai singoli turbogas e dalla turbina a vapore (Tab. 23 e Figg. 60-61).

Vengono evidenziate la generazione dalle singole turbine di potenza (turbogas e turbina a vapore), la crescita – più rapida – dovuta alla somma degli effetti dei due turbogas, la crescita – più lenta – della potenza erogata dalla turbina a vapore (Fig. 62). È inoltre mostrata (Tab. 24 e Fig. 63) la suddivisione della potenza termica tra i vari componenti statici di scambio termico (HXs - Heat Exchangers), dalla quale si evince il ruolo preminente giocato dal singolo evaporatore di ognuno dei due HRSG e dal condensatore (unico dispositivo di condensazione per l'intero ciclo combinato).

Tab. 23 - valori di potenza e rendimento per funzionamento a carico parziale equamente ripartito

		Min	Max
Cycle gross power	[kW]	35808	70754
Cycle net power	[kW]	34024	67724
η gross electric	[%]	41,35	48,44
η net electric	[%]	39,29	46,37
Power Gas Turbine 1	[kW]	12209	24405
Power Gas Turbine 2	[kW]	12209	24405
Power GT1+GT2	[kW]	24418	48811
Power Steam Turbine	[kW]	11390	21943

Tab. 24 - potenza termica nel singolo HRSG per funzionamento a carico parziale equamente ripartito

		Min	Max
R-EC	[kW]	2401	4100
ID	[kW]	129,0	220,2
EC	[kW]	248,0	423,5
EVAP	[kW]	13442	22954
SH	[kW]	2909	6958
WCC	[kW]	26441	46663

I valori si riferiscono ai singoli componenti di ognuno dei due HRSG a servizio del ciclo combinato.

Il rendimento della turbina a gas (identico funzionamento per entrambi i turbogas) subisce ovviamente un rapido deterioramento ai bassi carichi, con tipica curva non lineare, riuscendo a mantenere valori prossimi al nominale solo in corrispondenza del pieno carico, con variazioni comprese tra $\eta_{tg}=28,2\%$ e $\eta_{tg}=33,4\%$ (Figg. 64-65). Il compressore opera tra temperature di $T_{cp,out}=403,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cp,out}=459,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, mentre la temperatura di scarico degli esausti dalle turbine a gas varia tra $T_{tg,out}=401,3$ e $T_{tg,out}=491,6$: il primo valore, a carico pari al 50%, impatta in maniera determinante sulla produzione e temperatura del vapore prodotto nell'HRSG (Tab. 25).

Tab. 25 - rendimento della TG per funzionamento a carico parziale equamente ripartito

		Min	Max
GT gross η	[%]	28,20	33,42
GT compressor outlet T	[$^{\circ}\text{C}$]	403,8	459,3
GT turbine inlet T	[$^{\circ}\text{C}$]	954,5	1171,1
GT turbine outlet T	[$^{\circ}\text{C}$]	401,3	491,6

Tab. 26 - caratteristiche esausti e vapore per funzionamento a carico parziale equamente ripartito

		Min	Max
GT exhaust flow	[kg/s]	72,7	91,3
HRSG outlet T (discharge)	[$^{\circ}\text{C}$]	154,1	141,2
ST steam inlet temperature	[$^{\circ}\text{C}$]	398,5	488,8
ST steam inlet flow	[kg/s]	12,0	20,6

In termine di esausti, la portata massica si mantiene tra i 72,7 kg/s e i 91,3 kg/s per singolo turbogas, e il recupero più efficiente si ottiene per configurazione progettuale pari al 100% del carico, con temperatura in uscita dagli HRSG al valore minimo pari a $T_{HRSG,out}=141,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, verificandosi la prevista decrescita della temperatura di scarico (da ottenersi per definizione di ciclo combinato) all'aumentare del carico sui turbogas (Tab. 26).

In termine di vapore in ingresso alla turbina a vapore, la portata massica si mantiene tra i 12,0 kg/s e i 20,6 kg/s. Le temperature degli esausti e del vapore crescono anch'esse col carico in maniera abbastanza costante e simile (+22,5% e +22,7%).

Le portate massiche di esausti e di vapore crescono ovviamente col carico, registrando un incremento del +25,6% per l'esausto e un +71,7% per il vapore, dovuto ovviamente all'incremento della temperatura dell'esausto allorquando il livello di carico è più elevato (Figg. 66-67).

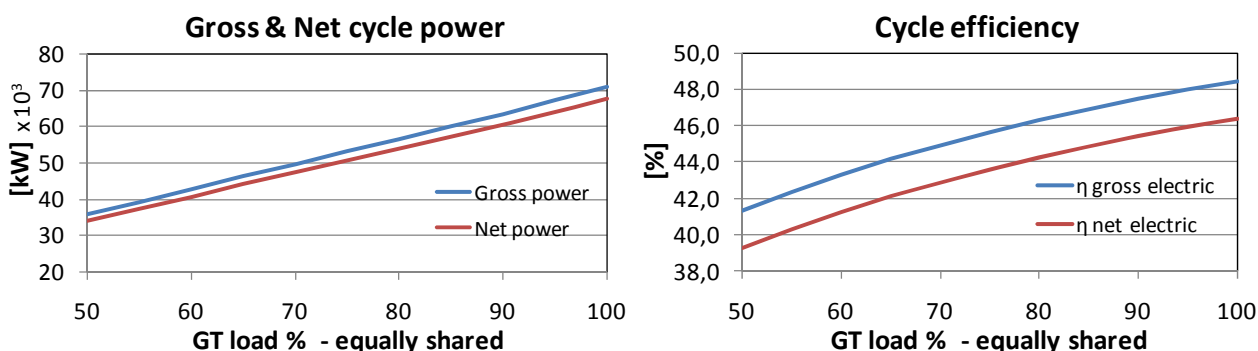


Fig. 60-61 - Ciclo a 1P - carichi equamente ripartiti - potenze del ciclo e rendimenti del ciclo al variare dei carichi sulle TG.

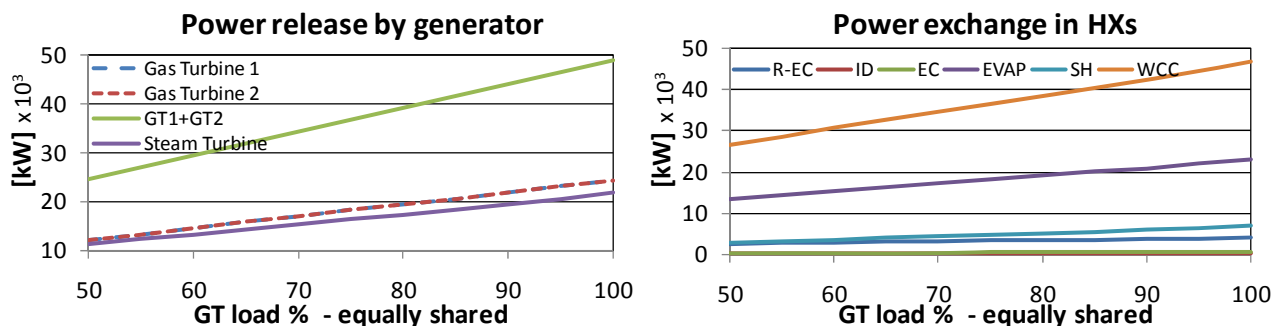


Fig. 62-63 - Ciclo a 1P - carichi equamente ripartiti - generazione di potenza dai singoli generatori e assorbimento/cessione di potenza termica dagli scambiatori di calore al variare dei carichi sulle TG.

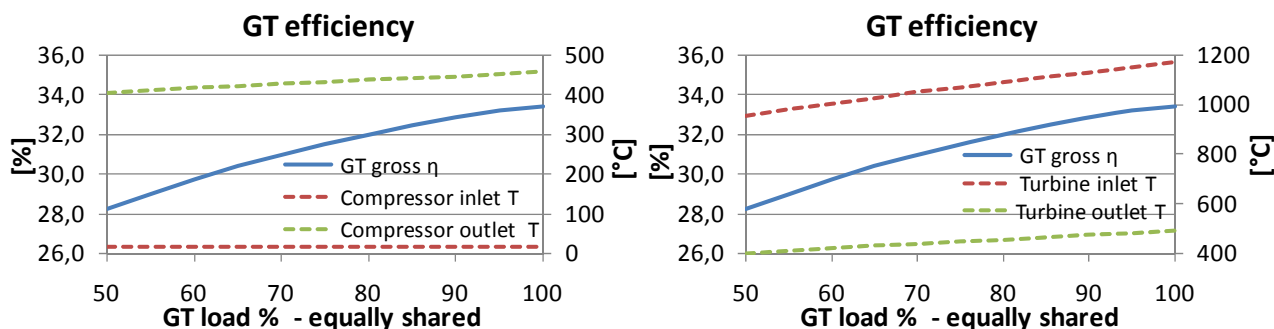
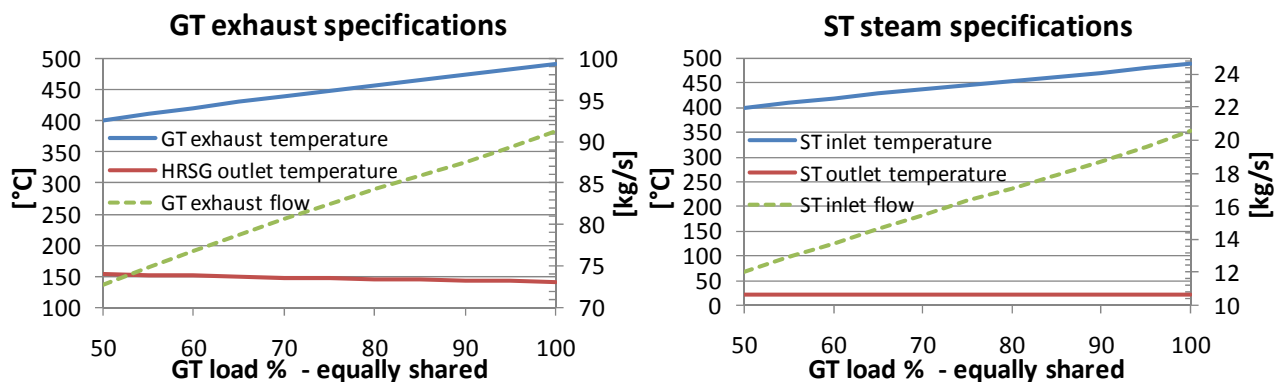


Fig. 64-65 - Ciclo a 1P - carichi equamente ripartiti - rendimento della turbina a gas e andamento della temperatura IN/OUT del compressore e della turbina a gas al variare dei carichi sulle TG.



Figg. 66-67- Ciclo a 1P - carichi equamente ripartiti - temperatura/portata esausti della turbina a gas e temperatura/portata esausti della turbina a vapore al variare dei carichi sulle TG.

5.2 Caso 2 TG a carico parziale- TG1 a pieno carico/TG2 a carico variabile

Sono stati calcolati potenza lorda e netta del ciclo combinato ai vari livelli di carico e i rispettivi rendimenti elettrici lordo e netto. Sono altresì stati calcolati i valori di potenza erogata dai singoli turbogas e dalla turbina a vapore (Tab. 27 e Figg. 68-69).

Vengono evidenziate le generazioni di potenza dalle singole turbine di potenza (turbogas e turbina a vapore). In questo secondo caso si osservano una potenza minima complessiva e un rendimento minimo di ciclo combinato più elevati, in considerazione del fatto che la TG1 opera sempre al 100% del carico (Fig. 70). Si osservano anche una potenza minima ricavata dalla turbina a vapore più elevata, così come una sua generazione di potenza ai bassi carichi capace di sopperire al deficit della TG2, che opera a potenza poco più che dimezzata. Questa caratteristica potrebbe dimostrarsi vantaggiosa in termini di economia di combustibile nelle fasi di crociera a bassa velocità o di manovra portuale della nave.

È inoltre mostrata (Tab. 28 e Fig. 71) la suddivisione della potenza termica tra i vari componenti statici di scambio termico (HXs - Heat Exchangers). I componenti appartenenti all'HRSG1 operano con gli stessi valori massimi riportati in Tab. 24 (valori massimi - funzionamento a pieno carico), i componenti appartenenti all'HRSG2 operano con i valori riportati in Tab. 28. Anche in questo caso le più elevate potenze termiche vengono scambiate nei due evaporatori (evaporatore dell'HRSG1 e evaporatore dell'HRSG2) e nel condensatore (presente come unico dispositivo per l'intero ciclo).

Tab. 27 - valori di potenza e rendimento per carico parziale GT1 full load/GT2 variabile

		Min	Max
Cycle gross power	[kW]	53263	70754
Cycle net power	[kW]	50856	67724
η gross electric	[%]	45,79	48,44
η net electric	[%]	43,72	46,37
Power Gas Turbine 1	[kW]	24405	24405
Power Gas Turbine 2	[kW]	12209	24405
Power GT1+GT2	[kW]	36614	48811
Power Steam Turbine	[kW]	16649	21943

Tab. 28 - potenza termica nel singolo HRSG2 per carico parziale GT1 full load/GT2 variabile

		Min	Max
R-EC2	[kW]	2401	4100
ID2	[kW]	129,0	220,2
EC2	[kW]	248,0	423,5
EVAP2	[kW]	13442	22954
SH2	[kW]	2909	6958
WCC	[kW]	36564	46663

Valori per HRSG2. I valori dell'HRSG1 sono pari ai valori massimi ottenibili con il turbogas 1 funzionante a carico pari a 100%.

Il rendimento della turbina a gas TG1 si mantiene costante al valore di $\eta_{tg1}=33,4\%$ per tutte le condizioni di funzionamento della TG2, mentre il rendimento di quest'ultima presenta il consueto decremento ai bassi carichi, con tipica curva non lineare, riuscendo a mantenere valori prossimi al nominale solo in corrispondenza del pieno carico, con variazioni comprese tra $\eta_{tg2}=28,2\%$ e $\eta_{tg2}=33,4\%$ (Figg. 72-73). Il compressore della turbina TG1 opera alle temperature tipiche del carico massimo nominale (Tab. 25), il compressore della turbina TG2 opera tra le temperature $T_{cp2,out}=403,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{cp2,out}=459,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. La temperatura di scarico degli esausti relativi alla turbina

TG1 è costante e pari al valore massimo $T_{tg1,out}=491,6$, mentre la temperatura di scarico degli esausti relativi alla turbina TG2 varia tra $T_{tg2,out}=401,3$ e $T_{tg2,out}=491,6$ (Tab. 29).

Tab. 29 - rendimento della TG per carico parziale GT1 full load/GT2 variabile			
		Min	Max
GT1 gross η	[%]	33,42	33,42
GT2 gross η	[%]	28,20	33,42
GT2 compressor outlet T	[°C]	403,8	459,3
GT2 turbine inlet T	[°C]	954,5	1171,1
GT2 turbine outlet T	[°C]	401,3	491,6

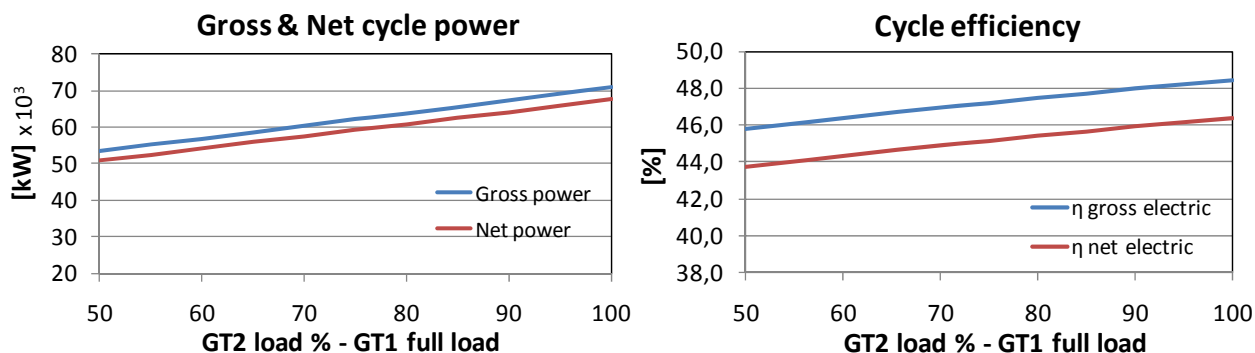
I valori per la GT1 sono quelli massimi per funzionamento full load.

Tab. 30 - caratteristiche esausti e vapore per carico parziale GT1 full load/GT2 variabile			
		Min	Max
GT1 exhaust flow	[kg/s]	91,3	91,3
GT2 exhaust flow	[kg/s]	72,7	91,3
HRS1 outlet T (discharge)	[°C]	141,2	141,2
HRS2 outlet T (discharge)	[°C]	154,1	141,2
ST steam inlet temperature	[°C]	455,6	488,8
ST steam inlet flow	[kg/s]	16,3	20,6

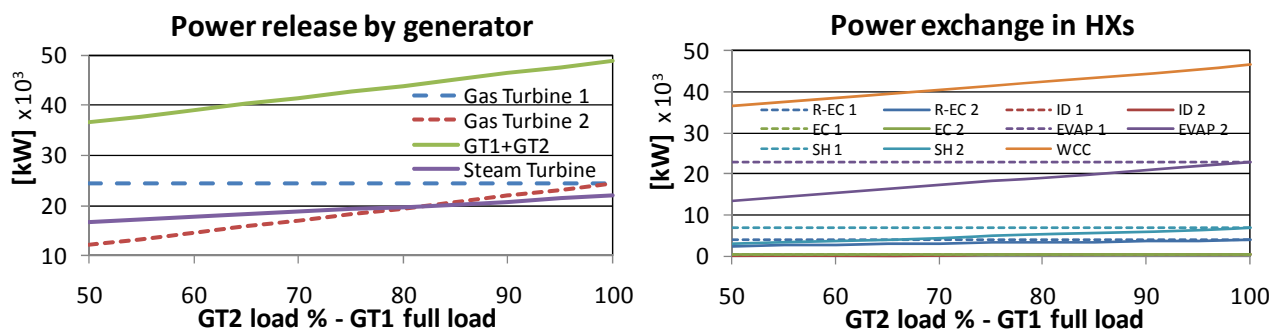
In termini di esausti, la portata massica è costante e pari a 91,3 kg/s per il primo turbogas, mentre si mantiene tra i 72,7 kg/s e i 91,3 kg/s per il secondo turbogas, e il recupero più efficiente si ottiene al 100% del carico, con temperatura in uscita dall'HRS1 costante al valore minimo pari a $T_{HRS1,out}=141,2$ °C, e con temperatura in uscita dall'HRS2 al suo valore minimo pari a $T_{HRS2,out}=141,2$ °C (Tab. 30).

In termini di portata di vapore in ingresso alla turbina a vapore, la portata massica si mantiene tra i 16,3 kg/s e i 20,6 kg/s. La temperatura del vapore in ingresso, con la TG2 al 50% del carico, si rivela più elevata di quella riscontrata caso precedente (caso del carico equamente ripartito), fornendo ulteriore giustificazione all'aumento del rendimento minimo del ciclo. Le temperature degli esausti dalla turbina a gas TG2 crescono anch'esse col carico come nel caso precedente (+22,5%), mentre la temperatura del vapore cresce col carico in maniera più ridotta (+7,2%).

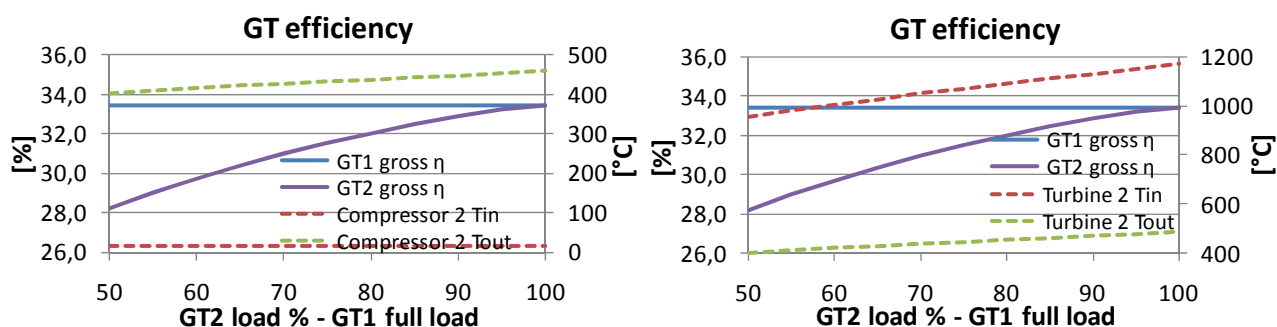
Le portate massiche degli esausti e del vapore crescono ovviamente col carico, registrando un incremento del +25,6% per l'esausto dalla TG2 e un +26,4% per il vapore (Figg. 74-75).



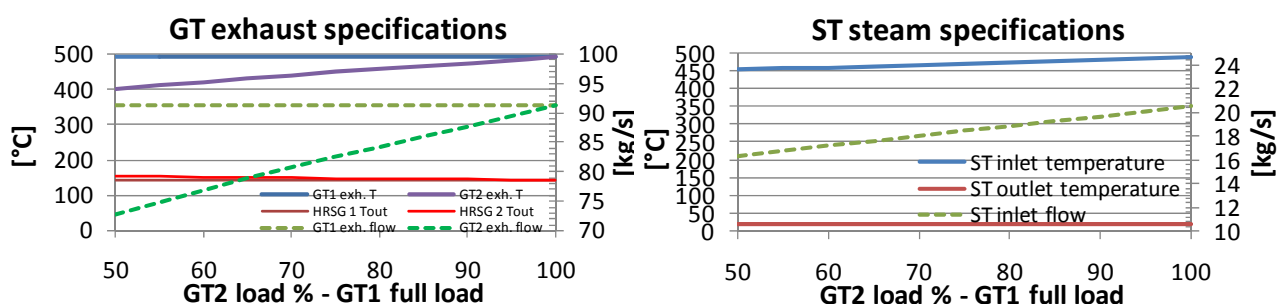
Figg. 68-69 - Ciclo a 1P - carichi GT1 full load/GT2 variabile - potenze del ciclo e rendimenti del ciclo al variare dei carichi sulla turbina a gas TG2.



Figg. 70-71 - Ciclo a 1P - carichi GT1 full load/GT2 variabile - generazione di potenza dai singoli generatori e assorbimento/cessione di potenza termica dagli scambiatori di calore al variare dei carichi sulla turbina a gas TG2.



Figg. 72-73 - Ciclo a 1P - carichi GT1 full load/GT2 variabile - rendimento della turbina a gas TG2 e andamento della temperatura IN/OUT del compressore e della turbina a gas TG2 al variare dei carichi sulla turbina a gas TG2.



Figg. 74-75 - Ciclo a 1P - carichi GT1 full load/GT2 variabile - temperatura/portata esausti della turbina a gas TG2 e temperatura/portata esausti della turbina a vapore al variare dei carichi sulla turbina a gas TG2.

6 CONCLUSIONI

L'analisi delle configurazioni di ciclo combinato alimentato a LNG per impieghi navali, illustrata ai paragrafi precedenti, mostra come sia possibile implementare un layout di ciclo e una ricerca di variabili di funzionamento ottimizzato che permettano di generare una potenza elettrica totale di ciclo capace di soddisfare il bisogno di potenza elettrica propulsiva di un naviglio di grande stazza in rotta transoceanica. In particolare, lo studio del rendimento, ottenibile dalle diverse combinazioni delle variabili termodinamiche che influenzano il rendimento stesso, mette in luce come quest'ultimo, per un ciclo combinato ben concepito, possa essere paragonabile o di poco inferiore a quello della propulsione diesel tradizionale.

L'innegabile vantaggio conseguibile è costituito da una propulsione innovativa estremamente "pulita", più rispettosa dei vincoli emissivi di CO₂ e, soprattutto, risolutiva in termini di rientro nei vincoli emissivi di inquinanti al camino (quali SO_x e NO_x), dovuti a presenza di zolfo nel combustibile e a caratteristiche della combustione.

Le configurazioni di ciclo combinato proposte sono compatibili, quanto a complessità, con l'alloggiamento nella stiva di un naviglio di grandi dimensioni, fatte salve le ovvie riserve nel caso di un ciclo combinato a tre livelli di pressione, per il quale devono essere molto attentamente valutate le possibilità di alloggiamento di un HRSG a complessità più elevata e ridondante per la presenza delle varie apparecchiature di scambio termico. Non sono da trascurare, infine, la riduzione ottenibile in termini di peso rispetto ai grandi motori diesel per la propulsione tradizionale, e la facilità di manutenzione, compattezza e riduzione dell'ingombro offerto dalla turbina a gas.

Ulteriore sviluppo della ricerca potrà riguardare l'economia complessiva di questo tipo di propulsione, determinando, per le casistiche presentate, costi e rese dell'LNG, posto a confronto con combustibili tradizionali (diesel medi e pesanti ad alto tenore di zolfo), certamente economici, e combustibili di futura commercializzazione (diesel altamente raffinati), ovviamente più costosi.

BIBLIOGRAFIA

- [1] J.J. CORBETT, H. W. KOEHLER, *Updated emissions from ocean shipping*, in “Journal of Geophysical Research Atmospheres”, 108 (2003), D20.
- [2] V. EYRING, H. W. KOEHLER, A. LAUER, J. VAN AARDENNE, *Emissions from international shipping: 1. The last 50 years*, in “Journal of Geophysical Research”, 110 (2005), DI17305.
- [3] *Reducing sulphur emission from ships - The impact of international regulations*, in “International Transport Forum Policy Papers”, 18 (2016), OECD Publishing.
- [4] *Technical Statement on Commercial Natural Gas in CNG and LNG Fueled Mobile Heavy-Duty Engine Applications*, Truck & Engine Manufacturer Association, Chicago Illinois, 2014.
- [5] D. WOODYARD, *Pounder’s marine Diesel engines and gas turbines*, Butterworth-Heinemann, 2009.
- [6] F. HAGLIND, *A review on the use of gas and steam turbine combined cycles as prime movers for large ships*, in “Energy Conversion & Management”, 49 (2008), Part I, pp. 3458-67, Part II, pp. 3468-75, Part III, pp. 3476-82.
- [7] L. ELLINGTON, G. MC ANDREWS, A. H. MENSIONIDES, R. TANWAR, *Gas turbine propulsion for LNG transports*, in ASME Turbo Expo 2006, 2006.
- [8] A. ALVAREZ, M. J. COLEMAN, J. ORDONEZ, *Ship weight reduction and efficiency enhancement through combined power cycles*, in “Energy”, 93 (2015), pp. 521-533.
- [9] B. M. ACKERMANN, *Modular gas turbine propulsors: a viable alternative for today’s merchant fleet*, in “Marine technology”, 40, 2 (2003), pp. 106-125.
- [10] B.N. SANNEMAN, *Pioneering Gas Turbine - Electric System in Cruise Ships: a performance update*, in “Marine technology”, 41, 4 (2004), pp. 161-166.
- [11] M. ALTOSOLE, G. BENVENUTO, U. CAMPORA, M. LAVIOLA, A. TRUCCO, *Waste heat recovery from marine gas turbine and diesel engines*, in “Energies”, 10 (2017), p. 718.
- [12] I. ARIAS FERNÁNDEZ, M. ROMERO GÓMEZ, J. ROMERO GÓMEZ, A.Á. BAALIÑA INSUA, *Review of propulsion systems on LNG carriers*, in “Renewable and Sustainable Energy Reviews”, 67 (2017), pp. 1395-1411.
- [13] M. M. ISLAM, M. HASANUZZAMAN, A. K. PANDEY, N. A. RAHIM, *Energy for sustainable development: chapter 2 - Modern energy conversion technologies*, Academic Press, 2020, pp. 19-39.
- [14] THERMOFLEX® licence v28.2 by Thermoflow Inc., 2019.
- [15] M. P. BOYCE, *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation: chapter 1 - Combined cycle power plants*, in “Woodhead Publishing Series in Energy”, Woodhead Publishing, 2012, pp. 1-43.
- [16] L. ELLINGTON, G. MCANDREWS, A. HARSEMA-MENSIONIDES, R. TANWAR, *Gas turbine propulsion for LNG transports*, in Proceedings of the ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, GT2006-90715, Barcelona, May 8-11 2006.
- [17] M. DZIDA, W. OLSZEWSKI, *Comparing combined gas turbine/steam turbine and marine low speed piston engine/steam turbine systems in naval applications*, in “Polish Maritime Research”, 4, 71 (2011), vol. 18, pp. 43-48.
- [18] GE datasheets: *Fast, Flexible Power Aeroderivative Product and Service Solutions*, GE Power & Water, 2013.
- [19] Siemens datasheets: *Siemens gas turbine portfolio*, 2018.
- [20] Solar Turb. Incorp. Datasheets: *Taurus 70 - Gas Turbine generator set*, Solar Turbines Incorp., 2018.
- [21] O. ACTON, C. CAPUTO, *Macchine a fluido - vol 2/1 Impianti motori*, UTET, Torino 1992.
- [22] V. DOSSENA, G. FERRARI, P. GAETANI, G. MONTENEGRO, A. ONORATI, G. PERSICO, *Macchine a fluido*, Città Studi Edizioni, Milano 2015.

- [23] G. LOZZA, *Turbine a gas e cicli combinati*, Società Editrice Esculapio, Bologna 2016.
- [24] J. R. HENNESSEY, *Heat Recovery Steam Generator Technology: chapter 13 - HRSG construction*, Woodhead Publishing, 2017, pp. 263-286.
- [25] V. GANAPATHY, *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators - Design, Applications, and Calculations*, CRC Press, 2002.
- [26] P. BREEZE, *Gas-Turbine Power Generation: chapter 7 - Combined Cycle Power Plants*, Academic Press, 2016, pp. 65-75.
- [27] R. KEHLHOFER, B. RUKES, F. HANNEMANN, F. STIRNIMANN, *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*, PennWell, 2009.
- [28] J. HORLOCK, *Combined power plants including Combined Cycle Gas Turbined CCGT plants*, Pergamon Press, 1992.
- [29] S. CAN GÜLEN, *Gas Turbine Combined Cycle Power Plants*, CRC Press, 2019.
- [30] H.I.H. SARAVANAMUTTOO, G.F.C. ROGERS, H. COHEN, P.V. STRAZNICKY, A.C. NIX, *Gas turbine theory*, 7th edition, Pearson, 2017.
- [31] A. RAGLAND, W. STENZE, *Combined Cycle Heat Recovery Optimization*, in Proceedings of the 2000 International Joint Power Generation Conference, IJPGC2000-15031, Miami Beach, Florida, 23-26 July 2000.
- [32] Y. SANJAY, O. SINGH, B. N. PRASAD, *Thermodynamic evaluation of advanced combined cycle using latest gas turbine*, in Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, vol. 3, GT2003-38096, Atlanta, Georgia, 16-19 June 2003, pp. 95-101.
- [33] M. DZIDA, *Advances in Gas Turbine Technology - Chapter 3: Possible Efficiency Increasing of Ship Propulsion and Marine Power Plant with the System Combined of Marine Diesel Engine, Gas Turbine and Steam Turbine*, InTech, 2011.
- [34] A. RIVERA-ALVAREZ, M. J. COLEMAN, J. C. ORDONEZ, *Ship weight reduction and efficiency enhancement through combined power cycles*, in "Energy", 93 (2015), pp. 521-533.
- [35] R. KEHLHOFER, B. RUKES, F. HANNEMANN, F. STIRNIMANN, *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*, PennWell, 2009.
- [36] M. U. BONET, P. PILIDIS, G. DOULGERIS, *Voyage Analysis of a Marine Gas Turbine Engine Installed to Power and Propel an Ocean-Going Cruise Ship*, in "International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering", World Academy of Science, Engineering and Technology, 12, 2 (2018), pp. 155-161.
- [37] G. ZHANG, J. ZHENG, Y. YANG, W. LIU, *Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas-steam combined cycle under off-design condition*, in "Energy Conversion and Management", 122 (2016), pp. 372-385.
- [38] U. LARSEN, O. SIGTHORSSON, F. HAGLIND, *A comparison of advanced heat recovery power cycles in a combined cycle for large ships*, in "Energy", 74 (2014), pp. 260-268.
- [39] Turbomachinery Research Group - Dip. di Meccanica e Aeronautica - Università degli Studi di Roma La Sapienza, *Integrated Gasification combined cycle preliminary design - a case study for Varadero Crude* - extract from project final report IGCC, Cuba 1998.
- [40] F. HAGLIND, *Variable geometry gas turbines for improving the part-load performance of marine combined cycles - Combined cycle performance*, in "Applied Thermal Engineering", 31, 4 (2011), pp.467-476.

APPENDICE

ELENCO DELLE PUBBLICAZIONI REALIZZATE NEL CORSO DEL TRIENNIO

Nel corso del triennio sono state realizzate le seguenti pubblicazioni:

- M. MARINI, A. BONO, E. CASTI, *Renewable primary power source for desalination plants in coastal zones. Analysis and economical assessment in a dispatching regulatory policy*, in “Proceedings of Seventh International Symposium MONITORING OF MEDITERRANEAN COASTAL AREAS - problems and measurements techniques”, Livorno, 19-21 June 2018.
- D. BARSÌ, A. BONO, F. SATTA, P. ZUNINO, *Gas turbine prime movers fuelled by LNG as a future alternative for sustainable power in marine propulsion: current emission policy assessment and exhaust quality evaluation*, in “Proceedings of International Symposium SUPEHR’19 Conference & Exhibition SUSTAINABLE POLYENERGY GENERATION AND HARVESTING”, Savona, 4-6 September 2019.
- M. MARINI, A. BONO, *Renewable power sources in coastal areas. A viability assessment in the scope of needs and regulations*, in “Proceedings of Eight International Symposium MONITORING OF MEDITERRANEAN COASTAL AREAS - problems and measurements techniques”, Livorno, 16-18 June 2020.

INDICE

CAPITOLO 1

BENESSERE ENERGIA E SVILUPPO (SOSTENIBILE)

1	Introduzione	1
2	L'Esistente e la disponibilità di beni e risorse	2
2.1	Crescita e gestione dei beni	3
2.2	Benessere e povertà	3
3	Opinione corrente sul significato di "benessere"	4
3.1	Il benessere della persona come Benessere Massimo e il benessere collettivo	5
3.2	Benessere e felicità	6
4	Benessere e felicità a confronto nell'opinione corrente	6
5	Necessità di una analisi documentata e documentazione reperita	7
6	Per un mondo che conservi la natura, la salute e il benessere	9
6.1	Il pensiero filosofico in tema di felicità	9
6.2	Le scienze economiche: dall'economia della felicità al benessere economico	10
6.3	Le scienze giuridiche in tema "di piena realizzazione della natura umana" e della felicità	12
6.4	Le discipline sociali e della psicologia in tema di qualità della vita e della salute	13
6.5	L'energia ed il suo utilizzo razionale per il benessere	14
7	Il sapere integrato ed il ruolo dell'università	15
	Bibliografia	16

CAPITOLO 2

SVILUPPO SOSTENIBILE

1	Contestualizzazione dello sviluppo sostenibile	18
1.1	Progresso e sviluppo umano	18
1.2	Progresso tecnologico e interazione dell'uomo	20
1.3	Lo sviluppo sostenibile	20
1.4	Risorse energetiche mondiali	23
1.5	Sfruttamento delle risorse energetiche	24
1.6	Rinnovabili (eolico, solare, maremotrice/moto ondoso, biomasse)	25
	Biomassa	25
	Idroelettrico	26
	Eolico	26
	Geotermico	26
	Solare	27
	Maremotrice	27
	Moto ondoso	27
2	Il quadro dello sviluppo delle tecnologie energetiche	27
2.1	Nuove tecnologie - nuove progettazioni e relative efficienze migliorate	27
2.2	Nuove fonti energetiche primarie (LNG)	28
3	Il rischio dei cambiamenti climatici	31
3.1	Clima ed ecosistemi. L'eredità del Covid-19	31
	Bibliografia	34

CAPITOLO 3

ENERGIE RINNOVABILI E MERCATO LIBERO DELL'ENERGIA

1	Stato dell'arte del mercato libero dell'energia	36
1.1	Gestore dei Servizi Energetici	36
1.2	Gestore dei Mercati Energetici	36
1.3	La Borsa Elettrica	37
1.4	L'acquirente Unico	37
2	Stato dell'arte nell'evoluzione degli incentivi alle energie rinnovabili	37
2.1	Fonti rinnovabili	37
2.2	Evoluzione dei Certificati Verdi	37
2.3	La qualifica degli impianti a fonti rinnovabili	38
2.4	Passaggi successivi nell'evoluzione delle energie rinnovabili	38
2.5	Connessione alla rete elettrica	38

2.6	Misura dell'energia da fonti rinnovabili	39
2.7	L'iter autorizzativo	39
3	Il meccanismo dei Certificati Verdi e la sua evoluzione	40
4	La Garanzia di Origine	42
5	Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 6 luglio 2012	42
6	Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016	43
6.1	Meccanismi e modalità di accesso	44
1)	Accesso diretto	44
2)	Iscrizione ai Registri	44
3)	Aggiudicazione delle procedure competitive di Aste al ribasso	44
6.2	Valore e durata degli incentivi ex D.M. 23/06/16	44
6.3	Contributi spese di istruttoria	46
7	Conti energia - Tariffa Onnicomprensiva per impianti fotovoltaici	46
7.1	Situazione attuale di incentivazione per impianti fotovoltaici	49
8	Meccanismo dello Scambio sul Posto	50
8.1	Accesso allo Scambio sul Posto	51
8.2	Scambio sul Posto per la PA (Scambio sul Posto Altrove)	51
8.3	Costi per il servizio di Scambio sul Posto e relative procedure	52
8.4	Compatibilità dello Scambio sul Posto con altri incentivi	53
8.5	Contributo in Conto Scambio	53
9	Meccanismo del Ritiro Dedicato	54
9.1	Accesso al Ritiro Dedicato	55
9.2	Costi per il servizio di Ritiro Dedicato e relative procedure	55
9.3	Ritiro Dedicato e compatibilità con altri incentivi alle rinnovabili	56
9.4	Prezzo riconosciuto per mezzo del Ritiro Dedicato	56
9.5	L'opzione dei Prezzi Minimi Garantiti	57
10	Meccanismo del Prezzo Unico Nazionale	58
10.1	Vendita al mercato	58
11	Sistemi di Accumulo	61
11.1	Comunicazione al GSE e contributo per le spese di istruttoria	61
11.2	Modalità di connessione alla rete elettrica	62
12	Applicazione al caso di un impianto ibrido per la dissalazione	63
13	Elaborazione progettuale del caso	64
14	Conclusioni	65
	Bibliografia	67
	 ALLEGATI	 71
	Premessa agli Allegati	72
	 ALLEGATO 1	
	PROGETTO DI UN IMPIANTO IBRIDO PER DISSALAZIONE	
	OPZIONE ALIMENTAZIONE: WIND POWER - LOCALITÀ ALGHERO (SS)	73
A.1	Introduzione	73
A.2	Caratteristiche del progetto	73
A.3	Consumi idrici in Alghero	74
A.4	Ricostruzione del profilo di velocità del vento	74
A.5	Ricostruzione curve di potenza e di C_p delle turbine	74
A.6	Ricostruzione potenza media mensile	74
A.7	Ricostruzione dati di produzione mensile di energia	74
A.8	Ricostruzione dati di produzione annuale di energia	74
A.9	Elementi costitutivi dell'impianto	74
A.10	Valori di funzionamento dell'impianto	74
A.11	Bilancio elettrico	75
A.12	Bilancio idrico	75
A.13	Costi di investimento	75
A.14	Contributi in conto capitale	75
A.15	Prezzo di cessione dell'energia elettrica non differenziato per fasce orarie per cessione completa	75
A.16	Prezzo di cessione dell'energia elettrica differenziato per fasce orarie per cessione delle eccedenze	75
A.17	Prezzo di cessione dell'energia elettrica differenziato per fasce orarie per cessione delle eccedenze	76
A.18	Certificati verdi	76

A.19 Attualizzazione	76
A.20 Bilancio globale investimento	76
A.21 Conclusioni	77
A.21.1 Considerazioni su cessione di eccedenze di produzione di energia elettrica e vendita di acqua	77
A.21.2 Considerazioni su cessione completa di produzione di energia elettrica	77
A.21.3 Considerazioni di confronto	77
TABELLE E GRAFICI	78
NOTE ESPLICATIVE	132
Formule matematiche impiegate nella progettazione	133
Tabelle e grafici relative alle formule matematiche	134
Bibliografia	135
ALLEGATO 2	
PROGETTO DI UN IMPIANTO IBRIDO PER DISSALAZIONE	
OPZIONE ALIMENTAZIONE: WIND POWER - LOCALITÀ ISOLA DELL'ASINARA (SS)	136
A.1 Introduzione	136
A.2 Caratteristiche del progetto	136
A.3 Consumi idrici in Asinara	137
A.4 Modalità ricostruzione del profilo di velocità del vento	137
A.5 Ricostruzione profilo di velocità del vento annuale	137
A.6 Ricostruzione profilo di direzionalità del vento annuale	138
A.7 Analisi carichi	138
A.8 Scelta turbine	138
A.9 Caratteristiche wind farm	139
A.10 Dati finanziari	139
A.10.1 Costi di capitale e operativi - sezione wind power	139
A.10.2 Costi di capitale e operativi - sezione dissalatore	139
A.10.3 Costi di capitale e operativi - impianto ibrido	140
A.10.4 Parametri economici	140
A.10.5 Considerazioni fiscali	140
A.10.6 Risultanze economiche da parametri economici di progetto	140
A.11 Incentivi applicabili	140
A.11.1 Osservazioni preliminari	140
A.11.2 Incentivazione prevista	141
A.11.2.1 Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 6 luglio 2012	141
A.11.2.2 Meccanismi incentivanti a sostituzione del meccanismo dei CV - ex D.M. 23 giugno 2016	141
A.11.2.3 Superammortamento per impianti IAFR in accordo a leggi finanziarie 2016-2017 e 2018 - agevolazioni fiscali sul reddito di impresa	141
A.12 Curve di carico elettrico di processo (dissalazione)	142
A.13 Considerazioni relative alla produzione e vendita dell'acqua dissalata	142
A.14 Vendita dell'energia sul mercato di Borsa Elettrica	142
A.15 Remunerazione energia elettrica prodotta	143
A.15.1 Calcolo LCOE generalizzato senza incentivi	143
A.15.2 Casistica di vendita totale al mercato dell'energia elettrica prodotta e acquisto dal mercato dell'energia elettrica necessaria per gli usi di processo (dissalazione) - vendita dell'acqua dissalata prodotta	143
A.15.2.1 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 6 luglio 2012	143
A.15.2.2 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 23 giugno 2016	144
A.15.3 Casistica di vendita al mercato eccedenza dell'energia elettrica prodotta e totale acqua dissalata - utilizzo in situ dell'energia elettrica autoprodotta necessaria per usi di processo (dissalazione)	145
A.15.3.1 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 6 luglio 2012	146
A.15.3.2 Calcolo dell'LCOE, IRR e NPV (redditività complessiva) in presenza di incentivi ex D.M. 23 giugno 2016	146
A.16 Conclusioni	148

A.16.1	Considerazioni su confronto tra impianti IAFR non ibridi e impianti IAFR ibridi	148
A.16.2	Considerazioni su LCOE di impianto ibrido (processo dissalazione)	148
A.16.3	Considerazioni sul trend della politica incentivante alle rinnovabili	148
A.16.4	Considerazioni sulla necessità di supporto aggiuntivo agli impianti ibridi con ulteriori forme di finanziamento	149
TABELLE E GRAFICI		150
NOTE ESPLICATIVE		177
	Formule matematiche impiegate nella progettazione	178
	Tabelle e grafici relative alle formule matematiche	180
Bibliografia		181

CAPITOLO 4

UN METODO DI VERIFICA DELLE TURBINE EOLICHE

AD ASSE ORIZZONTALE		184
1	La teoria del disco attuatore ed il limite di Betz	184
2	La teoria generalizzata della quantità di moto	188
3	La teoria dell'elemento di pala	190
4	Metodo della quantità di moto per l'elemento di pala	193
5	Procedura di calcolo	194
6	Il codice di calcolo VERTEO	196
	6.1 Esempio di applicazione	197
Bibliografia		199

CAPITOLO 5

PROGETTAZIONE DI ROTORE DI TURBINA EOLICA OTTIMIZZATO

PER LE CONDIZIONI DELL'ISOLA DELL'ASINARA		200
1	Basi teoriche della progettazione	200
	1.1 Introduzione	200
	1.2 Introduzione alla metodologia	200
	1.3 Metodologia progettuale	201
	1.4 Metodo BEM (Blade Element Momentum)	201
	1.5 Ottimizzazione della pala	202
	1.6 Simulazione di tipologie di rotore	204
	1.6.1 Simulazione multiparametrica del rotore	204
	1.6.2 Precisazioni sulle simulazioni del rotore	204
	1.7 Simulazione del comportamento meccanico della turbina eolica	205
	1.8 Simulazione della turbina eolica in campo di vento	206
	1.9 Campo di moto	206
	1.10 Modellizzazione della scia	207
	1.11 Validazione del codice	207
2	Progettazione rotore	208
	2.1 Analisi preliminare della correlazione tra potenza e dimensioni del rotore	208
	2.2 Caratteristiche della pala	209
	2.3 Tipologia dei profili aerodinamici	211
	2.4 Polari profili	211
	2.4.1 Estrapolazione polari	212
	2.5 Caratteristiche progettuali della pala	213
	2.5.1 Scelta della lunghezza palare	214
	2.6 Considerazioni sul TSR (Tip Speed Ratio)	214
	2.7 Ottimizzazione della pala	215
	2.8 Simulazione rotor a TSR (Tip Speed Ratio) variabile	219
	2.9 Simulazione rotor multiparametrica	222
	2.10 Simulazione della turbina	225
	2.11 Simulazione funzionamento (LLT simulation)	230
	2.12 Simulazione di scia	232
	2.12.1 Condizioni di progetto	232

2.12.2 Condizioni diverse da quelle di progetto	238
3 Conclusioni	243
Bibliografia	244

CAPITOLO 6

LNG (LIQUEFIED NATURAL GAS)	246
1 La tecnologia LNG	246
2 Il GNL in italia	247
3 Il GNL in Sardegna	250
4 LNG e le politiche energetiche e ambientali	251
5 Competitività economica dell'LNG	252
6 Conclusioni sull'uso finale dell'LNG	253
Bibliografia	255

CAPITOLO 7

LNG - NORMATIVA ITALIANA	256
1 Il controllo degli SO _x	256
1.1 Normativa italiana relativa al controllo delle emissioni SO _x	256
1) Limite generale	256
2) Limiti per aree particolari	256
3) Limiti per aree SECA	256
1.2 Normativa di controllo emissioni SO _x per navi all'ormeggio	257
1.3 L'attività di controllo, accertamento e l'attività sanzionatoria	258
1.4 Metodi di riduzione delle emissioni	258
1.5 Il monitoraggio degli esausti	259
2 Emissioni di gas serra dalle navi (GHG emissions)	259
3 La normativa italiana: ultimi sviluppi legislativi	260
3.1 D.Lgs. 205/2007	260
3.2 D.Lgs. 112/2014	260
3.3 D.Lgs. 152/2006	260
3.4 Emissioni SO ₂	261
3.5 Emissioni NO ₂	262
3.6 Emissioni polveri	262
3.7 D.Lgs. 183/2017	263
4 Il controllo sugli NO _x	264
4.1 L'annesso VI della Convenzione di Marpol	264
4.1.1 Regola 13 - parte 1	264
4.1.2 Regola 13 - parte 2	265
4.1.3 Regola 14	265
5 Emissioni di CO ₂	265
Bibliografia	266

CAPITOLO 8

MOTORI PRIMI A TURBINA A GAS ALIMENTATI A LNG	
QUALE FUTURA ALTERNATIVA PER LA GENERAZIONE	
DI POTENZA SOSTENIBILE NELLA PROPULSIONE MARITTIMA.	
VALUTAZIONE DELL'ATTUALE POLITICA IN MATERIA DI EMISSIONI	
E VALUTAZIONE DELLA QUALITÀ DEGLI ESAUSTI DI COMBUSTIONE	268
1 Contesto della generazione di potenza sostenibile	268
1.1 Introduzione	268
1.2 Propulsione marittima	269
1.3 Contesto ambientale	270
2 Regolamentazione delle emissioni	270
2.1 Emissioni di NO _x	270

2.2	Emissioni di SO _x	271
2.3	Emissioni di CO	272
2.4	Emissioni di CO ₂	272
3	Sistemi di propulsione e caratteristiche del combustibile per lo studio	273
4	Risultati	273
4.1	Metodologia di approccio	273
4.2	Discussione dei risultati	274
5	Conclusioni	277
	Bibliografia	279

CAPITOLO 9

	IMPIANTI A CICLO COMBINATO E TECNICHE DI OTTIMIZZAZIONE	281
1	Impianti di cogenerazione	281
2	Cicli combinati	282
2.1	Topping cycle - ciclo a gas	282
2.1.1	Ciclo Brayton ideale	283
2.1.2	Ciclo Brayton reale	283
2.2	Tecniche di ottimizzazione del ciclo Brayton	284
2.2.1	Rigenerazione	284
2.2.2	Compressione interrefrigerata e riscaldamenti ripetuti	284
2.3	Bottoming cycle - ciclo a vapore	285
2.3.1	Trasformazioni termodinamiche dell'impianto a vapore	286
2.4	Ciclo a vapore "Rankine"	286
2.5	Tecniche per l'incremento del rendimento di un ciclo Rankine	288
2.5.1	Riduzione del valore della pressione di condensazione	288
2.5.2	Incremento del valore della temperatura finale di surriscaldamento	289
2.5.3	Incremento del valore della pressione di evaporazione	289
2.5.4	Inserimento dei surriscaldamenti ripetuti	290
2.5.5	Inserimento della rigenerazione	291
	Bibliografia	293

CAPITOLO 10

	PROGETTAZIONE CICLI COMBINATI PER IMPIEGHI MARITTIMI	
	ALIMENTATI A LNG	294
1	Scelta del combustibile LNG e utilizzo di cicli combinati per la propulsione navale	294
1.1	Considerazioni preliminari alla progettazione del ciclo	295
2	Ciclo a un livello di pressione (1P)	296
2.1	Caso 1 TG	296
2.2	Caso 2 TG	299
2.2.1	Sensibilità alle variabili	302
2.3	Caso 2 TG - configurazione ottimale	303
2.3.1	Dimensionamento termodinamico della componentistica di scambio termico	305
3	Ciclo a 2 livelli di pressione	310
4	Ciclo a 3 livelli di pressione	316
5	Valutazione ciclo a 1 livello di pressione a carico parziale	323
5.1	Caso 2 TG a carico parziale- carico variabile equamente ripartito	323
5.2	Caso 2 TG a carico parziale- TG1 a pieno carico/TG2 a carico variabile	325
6	Conclusioni	327

APPENDICE

	Elenco delle pubblicazioni realizzate nel corso del triennio	331
--	--	-----