



Università
Ca' Foscari
Venezia

Scuola Dottorale di Ateneo

Graduate School

Dottorato di ricerca

in Scienze Ambientali

Ciclo XXVI

Anno di discussione 2013

***Energie rinnovabili e microgenerazione distribuita –
serra solare ad evaporazione***

SETTORE SCIENTIFICO DISCIPLINARE DI AFFERENZA: FIS/07

Tesi di Dottorato di Paolo Franceschetti matricola 955853

Coordinatore del Dottorato

Tutore del Dottorando

Prof. Gabriele Capodaglio

Prof. Francesco Gonella

Tutore:

Prof. Francesco Gonella

Dipartimento di Scienze Molecolari e Nanosistemi
Università Ca' Foscari di Venezia

Dottorando:

Paolo Franceschetti

Matricola: 955853
Università Ca' Foscari di Venezia

Coordinatore di Dottorato:

Prof. Gabriele Capodaglio

Dipartimento di Scienze Ambientali, Informatica e Statistica
Università Ca' Foscari di Venezia

Dedico questa tesi
alla mia famiglia

RINGRAZIAMENTI

Volevo ringraziare in primis il responsabile di questa mia esperienza di ricerca, il Prof. Francesco Gonella, il quale mi ha assistito, consigliato, incoraggiato in questi tre anni, non solo dal punto di vista accademico ma anche comportandosi come un amico. Il suo sostegno alla mia ricerca è stato un punto fisso nello sviluppo del presente lavoro.

Volevo inoltre ringraziare l'intera struttura dell'Università Ca Foscari di Venezia, dal personale docente, ai suoi ricercatori, tecnici, studenti e amministratori, i quali hanno messo a mia disposizione tempo, pazienza e spazi, con preziosi spunti di riflessione e valorizzazione del mio lavoro. In particolare volevo ringraziare il Prof. Roberto Pastres, il Prof. Bruno Pavoni, il Dott. Gabrio Valotto e tutti i docenti del Dipartimento di Scienze dei Materiali che mi hanno supportato, dal punto di vista teorico e pratico, nello sviluppo dei prototipi delle serre solari. Un sentito ringraziamento va inoltre ai dottorandi dello IUAV, in particolare al dott. Stefano Picchio, per il suo aiuto nei modelli georeferenziati, e al dott. Antonio Girardi, pregiato cultore italiano della materia e fonte di proficue riflessioni. Siete stati linfa di ricerca e sviluppo.

Un grazie particolare va alla Dott.ssa Giulia Dario per aver creduto in questo progetto sin dai primi momenti e per essersi sempre prodigata nel promuoverlo a tutti i livelli. La ringrazio perché mi ha fatto capire che c'è ancora chi, seppur lontano, lavora per un mondo migliore.

Non posso dimenticare di ringraziare chi mi ha permesso di svolgere le mie sperimentazioni in diversi Paesi, come le ONG CESVITEM, GVC e Lions Host di Venezia. Grazie a loro ho potuto comprendere le difficoltà e l'esigenza di realizzare impianti di depurazione delle acque utili alle persone bisognose.

Volevo inoltre ringraziare il vero generatore di calore che sta sotto le serre solari, i miei colleghi di SOLWA Srl. In primis i soci fondatori dell'azienda Alice Tucillo, Enzo Muoio, Marco Sportillo, Davide Franceschetti e Matteo Pasquini, i quali hanno creduto nelle mie capacità da quando le serre solari erano solo uno schizzo su di un foglio, ad oggi che sono una realtà pronta a salpare. Inoltre un ringraziamento va a tutti i miei colleghi Gianluigi Meneghini, Antonio Ferrari, Vladimiro Simonato, Dario Barichello, Sara Cannella e Ampelio Nicoletti che ogni giorno mi assistono, sopportano e coadiuvano alla realizzazione delle serre solari. In fine tutti gli esperti e consulenti che hanno partecipato allo studio di questi sistemi. Senza tutti loro le serre solari sarebbero solo vapore in attesa di condensarsi.

Non posso dimenticare i miei amici, che mi hanno accompagnato in questo lungo e difficile percorso, standomi sempre vicini. Ancore di svago e approdi solidi nei momenti più critici. In particolare volevo ringraziare Fabio Da Forno, mio impagabile amico, sempre pronto e disponibile, che ha condiviso esperienze, vita e gioie con me.

Vorrei dedicare un ringraziamento sentito alla mia famiglia, la quale mi ha sorretto e permesso di giungere a questo traguardo. Dedico questo lavoro dottorale a voi, che siete stati timone e vento nelle vele della mia vita. Il valore dell'amore verso un figlio o fratello è qualcosa che non ha parole per essere descritto.

In fine vorrei ringraziare Francesca Coccon, il mio Sole, onnipresente ogni giorno, energia di vita, calore delle mie giornate e compagna di vita. Sei stata il mio filo conduttore di questa esperienza di dottorato, con il tuo essere hai saputo illuminare e indicare la strada in questo lavoro di ricerca, ma soprattutto hai fatto sorgere le peculiarità migliori in me.

Sommario

1. Introduzione	- 1 -
1.1. Bibliografia	- 2 -
2. Dissalazione – stato dell’arte	- 4 -
2.1. Le serre solari	- 7 -
2.2. Conclusioni	- 10 -
2.3. Bibliografia	- 11 -
3. Innovazioni tecnologiche e realizzazione di nuove tipologie di serre solari	- 14 -
3.1. Analisi dei limiti delle serre solari attualmente studiate	- 14 -
3.2. Soluzioni tecniche innovative adottate	- 15 -
3.3. Conclusioni	- 17 -
3.4. Bibliografia	- 18 -
4. Realizzazione e analisi prima tipologia di serre solari	- 19 -
4.1. Principio di funzionamento e scelte tecniche di costruzione	- 19 -
4.2. Risultati	- 21 -
4.3. Conclusioni	- 24 -
4.4. Bibliografia	- 25 -
5. Modello Exergetico	- 26 -
5.1. Introduzione	- 26 -
5.2. Exergia nelle energie da fonti rinnovabili	- 27 -
5.2.1. Exergia delle serre solari	- 29 -
5.3. Calcolo exergetico del caso di studio	- 30 -
5.4. Risultati	- 39 -
5.5. Conclusioni	- 42 -
5.6. Bibliografia	- 42 -
6. Studio dei materiali	- 47 -
6.2. Materiali vasca e vernici	- 47 -
6.3. Materiali della copertura trasparente	- 55 -
6.4. Conclusioni	- 58 -
6.5. Bibliografia	- 59 -
7. Modellizzazione dei processi termodinamici e fluidodinamici della serra solare	- 60 -
7.1. Termodinamica	- 60 -
7.1.1. Radiazione solare	- 62 -
7.1.2. Scambiatore di calore	- 64 -
7.1.3. Riscaldamento dell’aria	- 70 -
7.1.4. Camera di evaporazione	- 74 -
7.1.5. Conclusioni	- 78 -

7.2.	Fluidodinamica	- 83 -
7.2.1.	Teoria della fluidodinamica.....	- 83 -
7.2.2.	Preparazione del modello fluidodinamico.....	- 84 -
7.2.3.	Risultati.....	- 86 -
7.2.4.	Conclusioni.....	- 88 -
7.3.	Bibliografia.....	- 89 -
8.	GSI-Indice Geo-Spaziale - Studio degli ambienti di applicazione delle serre solari	- 91 -
8.1.	Introduzione.....	- 91 -
8.2.	Variabili del modello	- 92 -
8.2.1.	Variabili ambientali	- 92 -
8.2.2.	Variabili ambientali di disponibilità d'acqua	- 100 -
8.2.3.	Variabili sociali.....	- 105 -
8.3.	Modello previsionale geo-spaziale	- 109 -
8.4.	Bibliografia.....	- 113 -
9.	SEI - Indice Socio-Economico – Studio dei Paesi di applicazione delle serre solari	- 115 -
9.1.	Introduzione.....	- 115 -
9.1.1.	Stato dell'arte indici socio-economici	- 116 -
9.2.	Indicatori indice SEI.....	- 117 -
9.2.1.	Indicatori energetici	- 117 -
9.2.2.	Indicatori idrici	- 118 -
9.2.3.	Indicatori economici.....	- 118 -
9.2.4.	Indicatori sociali.....	- 119 -
9.3.	Metodo di calcolo e risultati	- 120 -
9.4.	Conclusioni indice SEI.....	- 121 -
9.5.	Bibliografia.....	- 121 -
10.	Conclusioni	- 124 -
	ALLEGATO I – Nomenclatura.....	- 125 -
	ALLEGATO II – costruzione delle serre solari e prototipi realizzati	- 128 -
	ALLEGATO III– Indice Socio-Economico (SEI)	- 133 -
1)	Normalizzazione dei dati	- 133 -
2)	Analisi Cluster	- 138 -
3)	PCA – indice SEI.....	142

1. Introduzione

In un contesto internazionale di ricerca focalizzato allo sviluppo di nuove tecnologie basate su energie alimentate da fonti rinnovabili, un settore di sempre maggiore interesse è lo sviluppo d'impianti di microgenerazione legati all'acqua. In questo settore si pone il presente studio, il quale vuole apportare un contributo innovativo all'ottimizzazione dei sistemi di desalinizzazione/depurazione delle acque sfruttando unicamente la radiazione solare.

Lo stato dell'arte di questi sistemi, denominati serre solari (o solar still), è stato in prima istanza analizzato al fine di comprenderne le potenzialità e i limiti dal punto di vista fisico e di efficienza. Si sono quindi sviluppati e sperimentati nuove configurazioni che hanno portato a significativi miglioramenti delle prestazioni. Sulla base dei risultati dei primi test, è stato sviluppato poi il calcolo exergetico dell'intero sistema. Attraverso sperimentazioni in merito alla tipologia dei materiali utilizzati per la costruzione delle serre solari e a modellizzazioni termodinamiche e fluidodinamiche, si è giunti quindi ad un ulteriore sviluppo dei sistemi. I miglioramenti apportati hanno permesso un'efficienza del sistema depurativo maggiore rispetto allo stato dell'arte [1,2]. Una volta consolidato il sistema, si è approfondita l'analisi volta ad individuare dove questi sistemi possano essere maggiormente applicabili, in funzione delle condizioni climatiche (modello geo-spaziale – GSI) e delle condizioni antropiche (indice socio-economico –SEI).

Lo studio delle serre solari, così come di altre tecnologie basate sulle fonti energetiche di tipo rinnovabile, risulta avere una primaria importanza in un contesto internazionale a forte consumo energetico e di risorse. Si può affermare che l'energia sia uno dei principali pilastri della nostra società. Dopo un periodo, che ha coinvolto tutto lo scorso secolo, con grande prosperità energetica legata soprattutto al consumo degli idrocarburi, si sta puntando ad ampliare il ventaglio di fonti energetiche utilizzabili. In questa prospettiva, nel corso degli ultimi decenni, sono stati condotti diversi studi basati sull'utilizzo tecnologico di energie da fonti rinnovabili. Lo sviluppo economico globale e l'aumento degli standard di vita nelle società antropizzate sono strettamente dipendenti dalla disponibilità di energia a basso costo e dalla sua facile reperibilità. Inoltre, sono stati considerati gli aspetti sociali e le barriere alla penetrazione economica delle energie rinnovabili in genere [3]. Come suggerito dalla Banca Mondiale [4], l'utilizzo di energie da fonti rinnovabili sono uno degli strumenti di maggiore leva per migliorare la situazione dei due miliardi di persone, soprattutto nelle aree rurali. Infatti, meno del 50% della popolazione mondiale vive in aree urbane, con un relativamente facile accesso all'energia elettrica, acqua, servizi o infrastrutture in generale. Le zone marginali, in particolare nei Paesi in Via di Sviluppo (PVS), sono state generalmente considerate non redditizie per essere servite dalle reti di distribuzione centralizzate. L'alto costo per i collegamenti e le infrastrutture hanno ritardato lo sviluppo delle aree remote, riducendo il livello della qualità di vita e incrementando la conseguente disuguaglianza sociale [5].

I sistemi di distribuzione dei servizi centralizzati (acquedotti, elettrodotti, ecc.) si basano principalmente su impianti di grandi dimensioni, con alimentati da combustibili fossili. I sistemi di distribuzione decentrati, o microgenerazione, sono generalmente basati su impianti di piccola taglia e alimentati da fonti di energia rinnovabili, facilmente reperibili a livello locale. Un esempio è il caso dei generatori eolici installati nella parte settentrionale d'Europa [6], l'energia solare termica in Medio Oriente [7] o biomasse in America del Sud [8]. Diversi studi riportano come le tecnologie alimentate da fonti rinnovabili con impianti di microgenerazione meglio si adattano alle condizioni della popolazione rurale e dei Paesi in Via di Sviluppo (PVS) in generale [5]. Il prezzo decrescente dei micro-impianti e l'approccio user-friendly, è la chiave per favorire la diffusione delle "Microgeneration Renewable Energy Technologies" (MRETs). Come mostrato in [9], un sistema stand-alone, alimentato da energie rinnovabili, presenta vantaggi economici per impianti situati a più di 12 km dalle reti di distribuzione centralizzate. Le MRETs presentano allo stesso tempo alcuni limiti, come il fattore della bassa capacità di potenza energetica erogata, l'immagazzinamento dell'energia (necessitando l'impiego di batterie) e la manutenzione dei sistemi. Quest'ultimo può essere un limite difficile da superare per l'accettabilità delle MRETs, come analizzato in Irlanda [10]. Tale studio ha dimostrato un forte collegamento fra la quantità di lavoro manutentivo richiesto dalle MRETs, con l'opportunità da parte della popolazione di ricercare tale tecnologia.

Queste sono solo alcune delle considerazioni che si possono riscontrare dal passaggio alle MRETs, rispetto alle “convenzionali” distribuzioni centralizzate. Le MRETs permettono ad un maggior numero di persone di produrre i propri prodotti o servizi, che prima erano difficili da sfruttare o raggiungere. Come mostrato in un caso di studio, il problema principale nella diffusione delle MRETs è quello di combinare la giusta tecnologia con le abitudini della popolazione e la stabilità politica [11]. Diversi studi hanno dimostrato che le persone non solo valutano i costi rispetto ai benefici di fronte alla possibilità di acquisto di un bene, ma sono anche influenzati da aspetti psicologici, ambientali, sociali e istituzionali [12]. In questo senso l'energia elettrica fotovoltaica potrebbe rappresentare un'uniforme e consolidata tecnologia, basata su fonti energetiche rinnovabili, su cui incentrare uno studio nel settore della microgenerazione. Questa tecnologia ha il limite per la sua analisi della presenza d'incentivi che provocano una modifica dei prezzi e, quindi, del mercato.

Vi è un interessante parallelo tra il settore energetico e quello dell'acqua [13]. L'acqua è un problema comune a molti Paesi, in grado di determinare il tenore di vita della popolazione e un obiettivo primario del Millennio per le Nazioni Unite. Risulta più interessante analizzare questo settore, meno influenzato da variazioni economiche e direttamente correlata con lo sviluppo di una comunità. In questo senso vi sono diverse tecnologie che puntano alla depurazione delle acque, con più o meno impiego di energie da fonti rinnovabili. Fra queste si sta sviluppando la tecnologia che sfrutta la radiazione solare diretta, denominata depurazione con serre solari (o solar still). Lo studio delle serre solari, la loro realizzazione e la possibile diffusione tecnologica rappresenta un interessante settore nelle applicazioni di energie da fonti rinnovabili. La distillazione solare risulta essere il modo più semplice per avere acqua depurata con l'impiego esclusivo della radiazione solare diretta. Quest'applicazione tecnica rappresenta una valida alternativa ai sistemi complessi, come ad esempio l'osmosi inversa. Le serre solari necessitano di un basso consumo energetico e possono essere utilizzate in qualsiasi luogo senza elevati problemi gestionali [14]. I distillatori solari non necessitano di input “antropici”, come composti chimici o membrane, e la manutenzione non necessita di una elevata preparazione tecnica.

Risulta quindi chiaro come lo studio condotto nel presente lavoro si inserisca in un settore più vasto di forte effervescenza scientifica e tecnica, nonché sospinto da stringenti necessità antropiche. Il miglioramento delle prestazioni delle serre solari, per la depurazione delle acque, potrebbe essere una delle tante chiavi di volta del passaggio a nuove tipologie di tecnologie basate sulle fonti energetiche rinnovabili. Per questo motivo si è voluto ampliare quanto più possibile l'analisi delle serre solari, non solo dal punto di vista termodinamico e di prestazioni, ma anche analizzare il contesto in cui inserirle e quali potrebbero essere i principali beneficiari. Il presente lavoro vuole essere un primo trampolino per lo sviluppo del settore e la sua diffusione, introducendo aspetti fino ad ora mai analizzati e presi in considerazione.

1.1. Bibliografia

1. Abdel-Rehim, Z. S., Lasheen, A. (2007). Experimental and theoretical study of a solar desalination system located in Cairo, Egypt. *Desalination*, 217(1), 52-64.
2. Kabeel, A. E. (2009). Performance of solar still with a concave wick evaporation surface. *Energy*, 34(10), 1504-1509.
3. Painuly J.P. Barriers to renewable energy penetration; a framework for analysis. *Renewable Energy* 24 (2001) 73–89
4. World Bank. Meeting the challenge for rural energy and development. The World Bank, http://www.worldbank.org/html/fpd/energy/e4_files/rural.pdf, 1999.
5. Kaundinya D. P., Balachandra P., Ravindranath N.H. Grid-connected versus stand-alone energy systems for decentralized power. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 2041–2050.

6. Michalak P., Zimny J. Wind energy development in the world, Europe and Poland from 1995 to 2009; current status and future perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 2330–2341
7. Alnaser W.E., Alnaser N.W. The status of renewable energy in the GCC countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 3074– 3098
8. Ximing Cai, Xiao Zhang, Dingbao Wang. Land Availability for Biofuel Production. *Environ. Sci. Technol.* 2011, 45, 334–339
9. Nandi SK, Ghosh HR. Prospect of Wind–PV–Battery hybrid power system as an alternative to grid extension in Bangladesh. *Energy* 2010;35:3040–7.
10. Claudy M. C., Michelsen C., O'Driscoll A. The diffusion of microgeneration technologies– assessing the influence of perceived product characteristics on homeowners' willingness to pay. *Energy Policy* 39 (2011) 1459–1469
11. Martinot E. Grid-based renewable energy in developing countries: policies, strategies, and lessons from the Global Environment Facility (GEF), Washington, DC. Technical report. World Renewable Energy Policy and Strategy Forum, Berlin, Germany; 2002
12. Spash C.L., Urama K., Burton R., Kenyon W., Shannon P., Hill G. Motives behind willingness to pay for improving biodiversity in a water ecosystem: economics, ethics and social psychology. *Ecological Economics* 68,955–964. 2008.
13. Gleick, P., 2003. Soft path's solution to 21st-century water needs. *Science* 320, 1524–1528.
14. Tiwari G.N. and Mishra R.K. *Advanced Renewable Energy Sources*. Royal Society of Chemistry, 80-84. 2012.

2. Dissalazione – stato dell’arte

Lo stato dell’arte della desalinizzazione, in cui si inseriscono le serre solari studiate nella presente tesi, è stato analizzato. La grandezza del mercato e le tecnologie attualmente in uso, ma soprattutto la crescente necessità di reperire “nuova acqua” (“new water”), vengono discusse e confrontate. In questo contesto si descrivono le nozioni di base delle serre solari, i loro punti di forza e le tipologie fino ad ora studiate in ambito scientifico.

Secondo l’Organizzazione Mondiale della Sanità (OMS), il limite consentito della salinità in acque per uso umano è di 500 parti per milione (ppm), in via eccezionale fino a 1000 ppm. La maggior parte dell’acqua disponibile sulla Terra, ossia l’acqua di mare, ha normalmente una salinità nell’intervallo 35.000-45.000 ppm, sotto forma di sali disciolti totali [1]. Da qui si è sviluppata la necessità di sviluppare un settore tecnologico in grado di sfruttare queste acque per gli scopi umani. Nacque così una branca tecnologica, che si è evoluta sensibilmente a partire dagli anni ’50, incentrata nella desalinizzazione delle acque marine [2]. La desalinizzazione è un processo, ad elevato consumo energetico, finalizzato alla separazione fra il soluto e il solvente di una soluzione, strettamente dipendente dalla salinità iniziale delle acque da trattare [3]. Allo stato attuale il trattamento di un metro cubo di acque di origine marina necessita dai 5 ai 20 kWh/m³, in funzione della tecnologia utilizzata [4, 5], con un’efficienza degli impianti fino ad ora realizzati intorno al 10-20% rispetto l’energia teorica necessaria [3]. Tutti i processi produttivi legati alla desalinizzazione delle acque si basano nel seguente diagramma di flusso concettuale (vedi Figura 1).

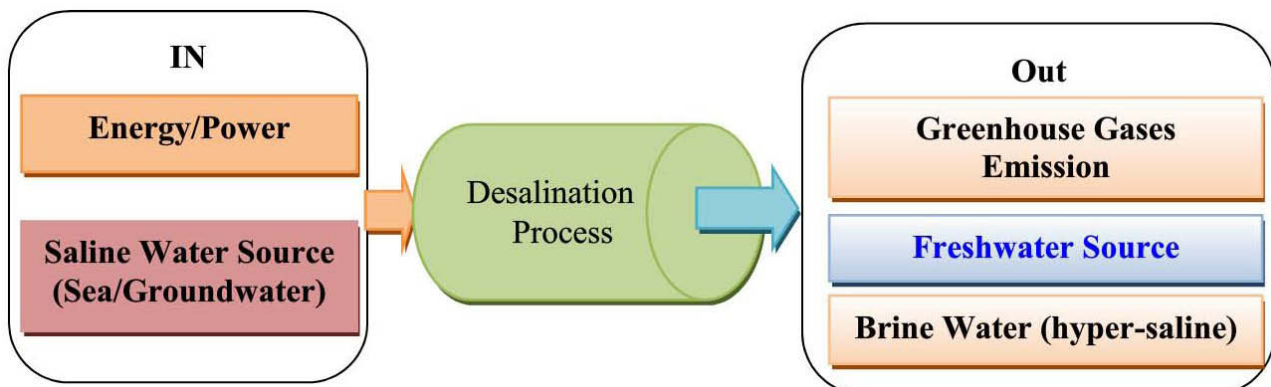


Figura 1 – Diagramma schematico dei processi di desalinizzazione [6]

Le tecnologie legate alla desalinizzazione hanno preso piede in particolar modo nei Paesi in cui la scarsità di fonti idriche è particolarmente sentita e la disponibilità di fonti energetiche “convenzionali” non costituiscono un problema di approvvigionamento: i Paesi Arabi o GCC (Gulf Cooperation Council). Prendendo come riferimento questi Paesi, si è registrato un incremento della capacità depurativa dal 2000 al 2012 rispettivamente da 2000 a 5000 milioni di m³/anno (si veda Figura 2), con un trend in continua crescita [6]. Circa il 93 % dell’acqua potabile consumata nel 2002 in Kuwait risultava prodotta con tecniche di desalinizzazione, alimentate da fonti non rinnovabili [7]. Questa capacità depurativa comporta il consumo di un decimo della produzione di petrolio del Kuwait stesso. Se venisse mantenuto l’andamento attuale di raddoppio del consumo di acque depurate con un periodo di 10 anni, la produzione totale di petrolio kuwaitiano a breve non sarà sufficiente per desalinizzare l’acqua di mare richiesta dalle persone per gli usi domestici [4]. Ciò ha comportato un consumo di grandi quantità di combustibile fossile, influenzando negativamente sull’ambiente. Gli impatti ambientali non sono legati solamente direttamente con l’emissione di grandi quantitativi di gas serra, quali CO₂, NO_x e SO₂, ma anche di sostanze chimiche usate per il pre- e post-trattamento delle acque, riversate in mare.

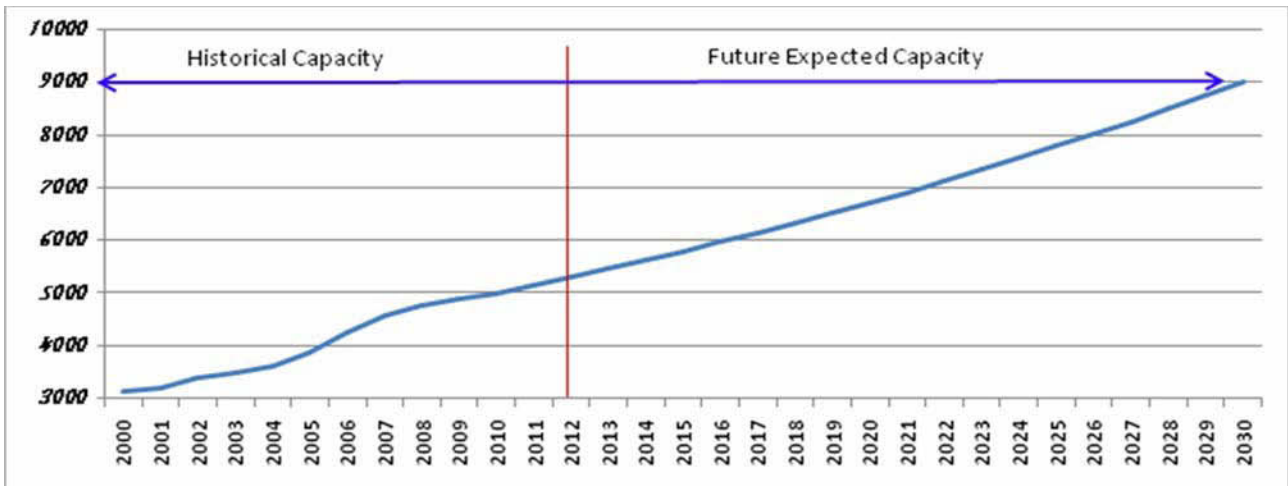


Figura 2 – Capacità di desalinizzazione dei Paesi GCC dal 2000 al 2012 e proiezione della capacità al 2030 [6]

Le tecnologie in questo settore più ampiamente applicate e commercialmente collaudate sono divise in due macro-insiemi: i processi termici e i processi a membrana, come mostrato dalla Figura 3. Altre tecnologie alternative, quali lo scambio ionico e il congelamento, non risultano ampiamente utilizzate e diffuse. Tutte le tecnologie, allo stato attuale, sono alimentate con energia da fonti non rinnovabili (perlopiù combustibili fossili) o, in minima parte, da energie da fonti rinnovabili [1].

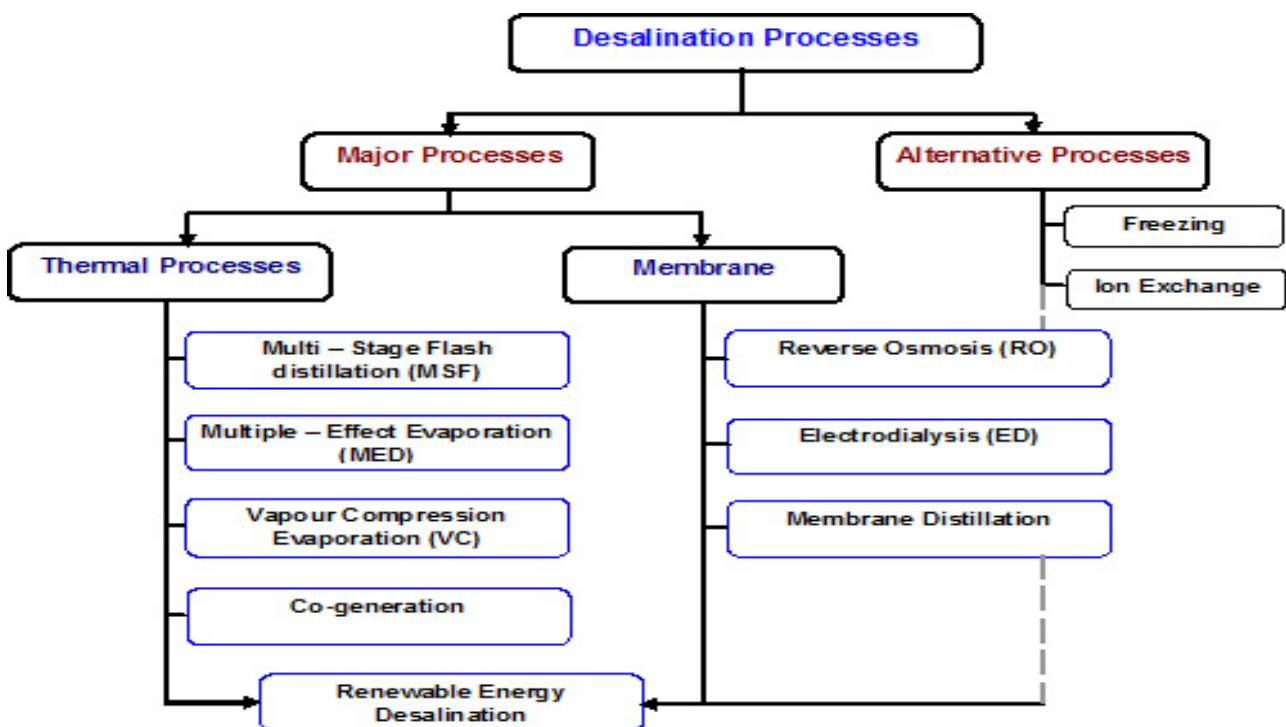


Figura 3 – Classificazione delle tecnologie attualmente maggiormente diffuse per la desalinizzazione delle acque [1]

Processi termici

Le tecniche, appartenenti a questa branca tecnologica, mirano alla separazione del soluto dal solvente, attraverso il passaggio di fase da parte dell'acqua. Tutte le tecnologie forniscono energia sotto forma di calore, con l'intento di ottenere vapore acqueo e poi una successiva condensazione del vapore stesso. In questo modo vi è una separazione dei sali contenuti nella soluzione iniziale, che rimangono sul fondo, e dall'altra parte una soluzione quasi pura di acqua distillata. Visto

l'elevato quantitativo energetico necessario al cambiamento di fase dell'acqua, si sono affermate diverse tecniche in grado di ottimizzare il processo termico. In particolare si sono sviluppate due categorie d'impianti per produzioni a grande scala, denominate MSF (Multistage Flash desalination) e MED (Multiple-Effect Distillation). Entrambe hanno in comune una prima fase di riscaldamento dell'acqua da trattare e un successivo trasferimento della soluzione in "camere di evaporazione", a temperature e pressioni man mano inferiori. Ambo le tecnologie sfruttano quindi l'effetto vuoto all'interno del sistema per aumentare la capacità evaporativa dell'acqua e risparmiare energia termica per scaldare la soluzione iniziale. Ciò che le distingue, senza scendere in eccessivi dettagli, è che nella prima tecnologia (MSF) il vapore viene generato da una superficie liquida riscaldata, mentre nel secondo (MED) caso la soluzione viene vaporizzata su una superficie termicamente surriscaldata che la fa evaporare [10, 11]. I paesi che maggiormente fanno uso di queste tipologie di tecnologie per ottenere acqua desalinizzata, si trovano principalmente nell'area del Golfo Persico [9] e nel Nord Africa. Questo tipo di impianti sono preferiti per una serie di motivazioni sitospecifiche, quali l'elevata salinità dell'acqua marina iniziale (TDS superiori a 42.000 ppm), la presenza di batteri che causano fioriture che possono intasare le membrane, la diponibilità di combustibili fossili, quindi fonti di calore, a basso costo [9].

Processi a membrana

Questo gruppo di tecnologie non si basano nel cambiamento di fase della soluzione, ma si concentrano nell'attuare una separazione fisica del soluto dal solvente. Per ottenere questa separazione si applica una forza contraria alla naturale pressione osmotica che si viene a creare fra due soluzioni divise da una membrana semipermeabile. La tecnologia maggiormente diffusa nel settore della desalinizzazione è l'osmosi inversa (SWRO – SeaWater Reverse Osmosis), che ha registrato un incremento della capacità installata dal 2005 al 2008 da 2 milioni di m³/giorno a 3.5 milioni di m³/giorno [12], soddisfano circa il 61% del mercato globale [13]. L'osmosi inversa, per operare con acque di mare, necessita di un intenso pre-trattamento al fine di preservare lo stato delle più sensibili membrane osmotiche. Sono necessari vari passaggi attraverso impianti di ultrafiltrazione e l'uso di diversi composti chimici, al fine di evitare la formazione di colonie algali sulle membrane stesse. Questo comporta un intenso consumo di risorse, sia energetiche che di materie prime, richiedendo un elevato contenuto tecnologico di gestione e progettazione. Questa tecnologia diffusasi a partire dagli anni '70 si è oramai consolidata, diventando robusta e sempre più ottimizzata nelle operazioni di pre e post trattamento, nonché nella riduzione del consumo energetico necessario per depurare l'acqua marina. Si è passati da un consumo medio per la desalinizzazione di circa 20 kWh/m³ negli anni '70 [14] agli attuali 1.8 -2.2 kWh/m³ [15, 16, 17], grazie allo sviluppo di membrane semipermeabili sempre più avanzate e all'ottimizzazione delle componenti meccaniche impiegate. Ne deriva che negli ultimi anni si stanno studiando sistemi di integrazione fra le tecnologie dell'osmosi inversa con alimentazioni energetiche da fonti rinnovabili, quali l'eolico o il solare [17, 18].

Il Water Global Intelligence (GWI) [19] ha riportato che le dimensioni del mercato della dissalazione del mondo sono sostanzialmente cresciute, in particolare negli ultimi due decenni. La Tabella 1 elenca le capacità di produzione di acqua nei Paesi GCC (Gulf Cooperation Council) e Paesi non-GCC dal 1950 al 2010. Tra i tre metodi più diffusi di desalinizzazione, l'osmosi inversa (RO) e MSF hanno quote quasi uguali, rispettivamente del 42% e del 44%, mentre la distillazione multi-effetto (MED) copre le quote rimanenti dal 12% al 16 %.

Year	SWRO (million m ³ per day)		MSF (million m ³ per day)		MED (million m ³ per day)		Total (million m ³ per day)
	GCC	Non-GCC	GCC	Non-GCC	GCC	Non-GCC	
1950	–	–	0.01	–	0.02	0.01	0.04
1960	–	0.005	0.02	0.01	0.04	0.02	0.1
1970	–	0.04	0.05	0.02	0.08	0.1	0.29
1980	0.1	0.65	1.8	1.0	0.1	0.4	4.05
1990	0.6	1.6	6.3	1.4	0.15	0.6	10.65
2000	1.0	2.1	8.0	1.95	0.3	1.0	14.35
2010	4.3	13.2	15.0	2.1	2.2	2.0	38.8

Tabella 1 – Capacità depurativa a livello globale dal 1950 al 2010 per le tre tecnologie principali, con distinzione fra i Paesi del Golfo (GCC) e non [19].

2.1. Le serre solari

Allo stato dell'arte attuale gli impianti di desalinizzazione presentano una serie di limiti dal punto di vista delle portate minime, tali per cui giustificare la realizzazione di tali impianti. Come specificato nel paragrafo precedente, le principali tecnologie in questo momento utilizzate (MED, MSF e SWRO) hanno necessità di depurare grandi quantitativi di acque per ammortizzare il costo dell'impianto stesso e del personale tecnico addetto alla loro gestione. Inoltre il consumo energetico spesso richiesto è particolarmente gravoso, sia dal punto di vista dell'approvvigionamento che dal punto di vista dell'intensità richiesta, sia essa sotto forma di combustibile fossile che elettrica. Vi è, quindi, una sempre maggiore tendenza a studiare sistemi che mirino alla semplificazione degli impianti stessi, nonché alla loro integrazione con sistemi di alimentazione da fonti rinnovabili. In tal senso lo sviluppo e l'uso di micro impianti di desalinizzazione alimentati da radiazione solare per l'uso domestico potrebbe comportare una veloce e possibile via di crescita dell'intero settore [1].

Osservando la letteratura di settore, degli ultimi anni si nota come la gran parte degli autori stiano studiando l'uso di diverse tipologie di tecnologie che si adattino meglio al soddisfacimento dei fabbisogni di micro-comunità isolate, attualmente escluse dalla distribuzione di acqua potabile, poiché lontane dalle reti di distribuzione convenzionali. In tal senso il programma PRODES [20], ha analizzato le tecnologie alimentabili da fonti energetiche rinnovabili per la desalinizzazione delle acque applicabili a diverse scale (si veda Grafico 1). Si osserva che alla scala della microgenerazione, quindi limitate portate depurative, vi è una tecnologia che oramai risulta consolidata e pronta per il mercato quali le serre solari, o solar still. Questa tecnologia risulta essere la più semplice, facile da gestire e con minori costi di mantenimento attualmente disponibile [21].

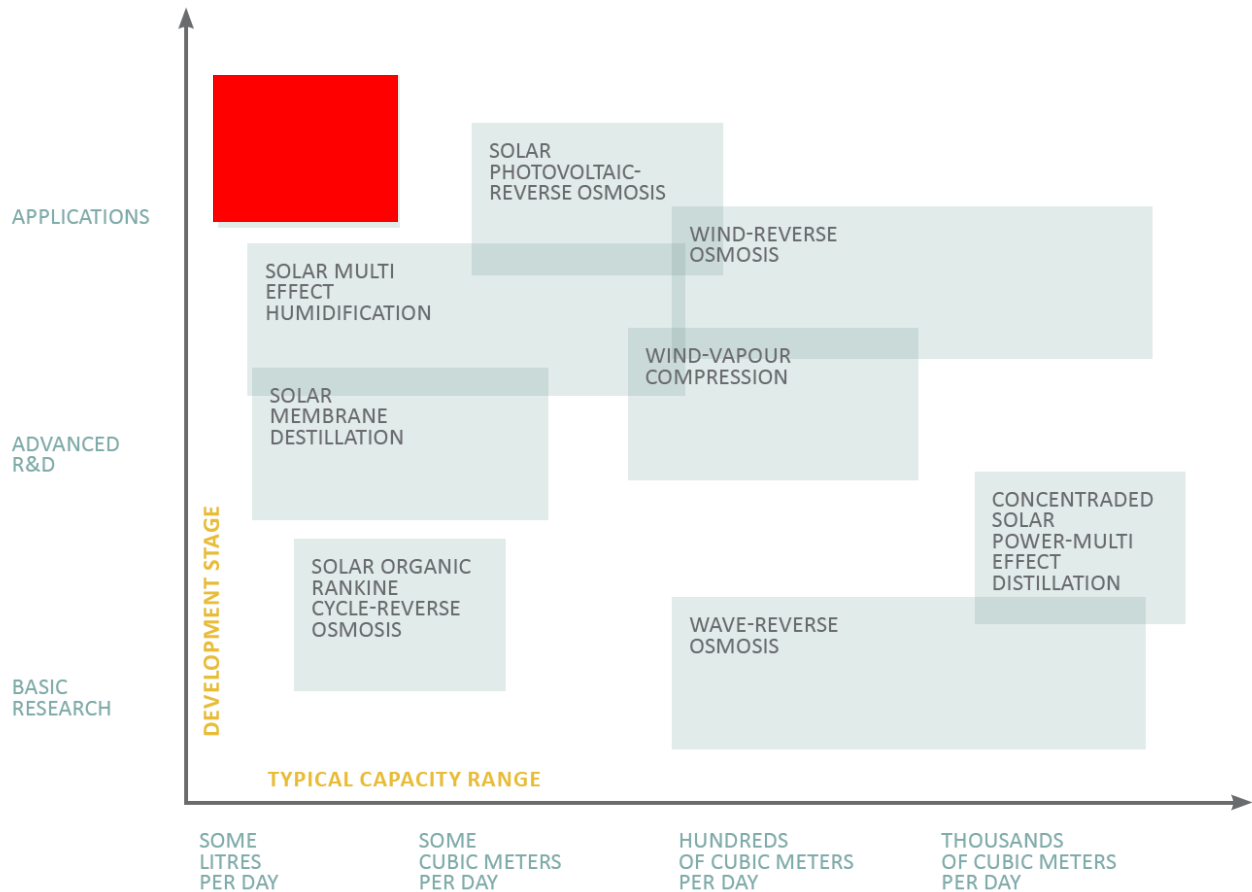


Grafico 1 – Tecnologie per la desalinizzazione alimentate da fonti rinnovabili confrontate fra stato della ricerca e capacità produttiva [20]

Le solar still, o serre solari, sono dei sistemi che imitano il ciclo naturale dell'acqua all'interno di una struttura in cui si cerca di incrementare quanto più possibile l'effetto serra [22]. Le serre solari sono state fra i primi sistemi a esser studiati per la loro semplicità e intuitività del processo desalinizzativo, apportandovi negli anni modifiche più o meno significative al processo con l'intento di aumentarne la resa al metro quadro di superficie del sistema [23].

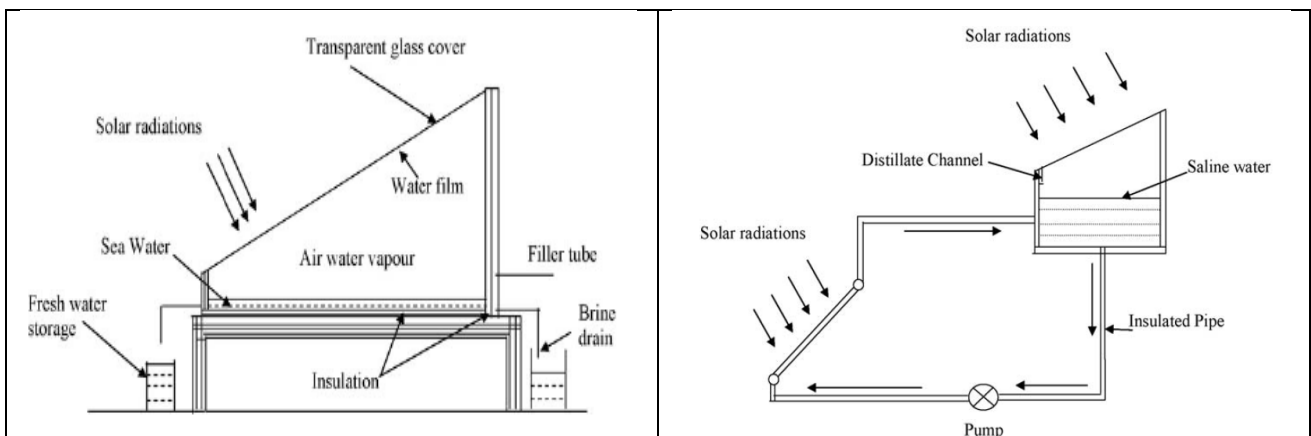


Figura 4 – Schema delle serre solari passive [34] ed attive [38]

Le serre solari sono costituite normalmente da quattro elementi base:

1. Collettore solare: la vasca dentro cui viene riversata l'acqua da trattare. Tale vasca è verniciata di colore nero e serve a trasformare la radiazione solare, che entra nel sistema in particolare nello spettro del visibile, in radiazione di calore (NIR) al fine di scaldare l'acqua inquinata. Tale

bacino risulta essere il componente con maggiori perdite dal punto di vista dell'efficienza energetica [24]. Diversi studi hanno cercato di migliorarne le performance modificandone il colore [25], la forma [26, 27, 28, 29], il materiale [30] o aggiungendovi particolari costruttivi [31, 32].

2. Copertura trasparente: ha la funzione di far entrare quanta più radiazione solare possibile, pur mantenendo un isolamento termico verso l'esterno per quanto concerne il calore prodotto dal collettore. Normalmente la copertura trasparente, in materiale polimerico o vetroso, ha anche la funzione di condensatore del vapore che si viene a generare all'interno dello spazio libero che la separa dal collettore solare. Essa deve avere una trasmittanza quanto più elevata possibile ed avere una forma che permetta di ottimizzare l'ingresso della radiazione. In tal senso diverse pubblicazioni hanno studiato quale potesse essere la forma più corretta [33, 35], registrando che l'inclinazione ottimale della copertura deve coincidere con la latitudine dell'installazione del sistema.
3. Strato isolante: intorno al collettore solare è necessario porre uno strato d'isolante termico, al fine di limitare la dispersione verso l'esterno dell'energia termica prodotta dalla radiazione solare. I ricercatori del settore sono concordi nell'affermare che l'isolante termico sia fondamentale nella realizzazione delle serre solari [36]. In particolare Tiwari et Al. [37], hanno approfondito uno studio termodinamico delle performance delle serre solari in funzione dello spessore dello strato isolante. È stato calcolato che l'efficienza migliore delle serre solari si ottiene con uno strato fra 0.01 e 0.03 m, mentre con spessori maggiori non si sono rilevati miglioramenti sensibili nelle performance della serra solare. Secondo Kaushal e Varun [38], uno strato troppo sottile d'isolante comporta una perdita di efficienza del 14.5% dell'efficienza dell'intero sistema.
4. Raccolta dell'acqua condensata: una volta che la soluzione da trattare, presente nel collettore solare, è evaporata si necessita di una superficie fredda in cui poter condensare il vapore acqueo. Normalmente la superficie condensante risulta essere la copertura trasparente stessa, in quanto in contatto con l'ambiente esterno e non particolarmente isolata termicamente. L'inclinazione della copertura permette che, una volta formatesi le gocce di condensato, l'acqua scorra per gravità e venga raccolta tramite una conduttura, e quindi trasferita all'esterno della struttura della serra solare. Nelle serre solari statiche (passive solar still), maggiore è la differenza di temperatura fra il collettore e la copertura trasparente e maggiore è la produzione giornaliera del sistema [37, 38]. Secondo Franceschetti et Al. [40], la condensazione nel lato interno della copertura trasparente comporta una diminuzione della radiazione solare entrante, riducendo le performance dell'intero sistema.

Fin qui si sono descritti i fondamenti base con cui vengono realizzate le solar still più semplici. Nell'ultimo decennio lo studio di questi sistemi si è andato sempre più intensificando, per la pressante necessità di soddisfare le aree più remote del pianeta con sistemi autonomi e semplici di depurazione delle acque. Attualmente la letteratura di settore si è concentrata nello studio di due macro-categorie di serre solari: passive solar still e active solar still. Le prime sono sistemi in cui la camera di riscaldamento della soluzione da trattare coincide con l'evaporatore e il condensatore. Il secondo tipo presenta una divisione fra l'evaporatore e il sistema di riscaldamento dell'acqua, composto normalmente da un pannello solare termico esterno. Tiwari et Al. [1], hanno riportato un confronto fra le due tipologie di serre solari, dimostrando come le active solar still siano maggiormente performanti ed efficienti, ma che le passive solar still siano ancora le più economiche e facilmente gestibili.

Le principali variabili che determinano l'efficienza, e quindi la produzione giornaliera di acqua distillata, delle serre solari passive tradizionali si possono sintetizzare nei seguenti punti:

- La radiazione solare, essendo l'unica fonte energetica disponibile, al suo incremento aumenta linearmente la portata di condensato ottenibile [59];
- L'aumento della temperatura dell'acqua da trattare è strettamente legato all'aumento di condensato ottenibile [56];
- La differenza di temperatura fra la soluzione da trattare e la copertura trasparente è la principale variabile da considerarsi. Questo deriva dalla formazione di motti convettivi all'interno del sistema e dalla capacità di condensazione del vapore d'acqua. Tant'è che durante la notte si ha una produzione teorica superiore di condensato [37];

- L'intensità del vento è direttamente proporzionale con la produzione di condensato, in quanto asporta energia termica dalla copertura, abbassandone di conseguenza la temperatura (si veda punto precedente) [57];
- La massa d'acqua contenuta all'interno del sistema è inversamente proporzionale con la capacità produttiva della serra solare [58].

Da queste considerazioni si ricava che per migliorare l'efficienza del sistema si debba puntare alla maggiore temperatura possibile della soluzione da trattare e alla minore temperatura possibile della copertura trasparente [55]. In linea con queste considerazioni sono stati studiati da diversi autori svariati design di serre solari passive. Fra questi le soluzioni più significative si possono identificare in varie modifiche apportate al sistema base. Si è studiato come ridurre la dispersione termica da parte dello strato di isolante del fondo [41, 42], quale sia la profondità ottimale dello strato d'acqua da depurare [42, 43, 44] e come influiscano l'uso di specchi o deflettori della radiazione solare all'interno delle serre solari [45]. Per quanto riguarda lo studio del riscaldamento dell'acqua si è provato a studiare l'uso di coloranti nella soluzione per aumentarne l'assorbimento radiativo [46, 47, 48], così come l'introduzione di grani di carbone nell'acqua stessa [49, 50] o spugne nere [51]. Osservando come un fattore di particolare importanza sia la temperatura della copertura trasparente, ci si è concentrati a metodi per raffreddarne la sua temperatura [52, 53, 54].

2.2. Conclusioni

Come si è discusso nel presente capitolo, il settore della desalinizzazione è in costante sviluppo al fine di soddisfare le crescenti necessità antropiche di acqua di buona qualità. Diverse tecnologie si sono oramai consolidate a livello globale, sia basate su processi termici che fisici, permettendo lo sviluppo di aree geografiche in precedenza penalizzate dalla scarsità della risorsa primaria per lo sviluppo della vita, l'acqua. Dallo sviluppo negli anni passati di mega-impianti per la desalinizzazione delle acque alimentati da combustibili fossili, oggi giorno si percepisce sempre più la necessità di avere sistemi di depurazione ad una scala micro, alimentati da energie da fonti rinnovabili. La ricerca scientifica si sta muovendo in questa direzione, ricercando come integrare tecnologie consolidate con alimentazioni energetiche o termiche derivanti da fonti rinnovabili, in particolare collegate alla radiazione solare. Dall'altra parte stanno emergendo studi con tecnologie differenti, per ottenere il medesimo risultato. All'interno di questa tendenza le serre solari stanno aumentando il loro interesse, sulla spinta della loro semplicità gestionale e sulla loro economicità depurativa.

Le serre solari sia attive che passive, presentano come limite principale la poca produzione di acqua distillata per metro quadro di superficie occupata. Il principale limite è riconducibile alla bassa intensità energetica fornita dalla radiazione solare nell'unità di superficie e dall'elevata richiesta energetica necessaria per far evaporare un grammo di acqua (calore latente), unita alla bassa efficienza dei sistemi fin ora realizzati (efficienza di circa 30%). Le serre solari sono state studiate sotto diversi punti di vista e modelli termodinamici dei diversi sistemi oramai sono quasi perfettamente fittanti con i prototipi testati in campo [60, 61]. Tutti i modelli termodinamici analizzati riportano come forzante principale la differenza di temperatura fra la massa d'acqua da trattare e la copertura trasparente in cui il vapore condensa. In tal senso si punta, quindi, ad aumentare tale delta termico surriscaldando la massa d'acqua e raffreddando quanto più possibile la copertura.

Nei capitoli seguenti si vuole dimostrare come, applicando una serie di modifiche alla realizzazione delle serre solari, si possa ottenere un miglioramento delle serre solari stesse. Infatti, è opinione dell'autore della presente ricerca, che non si debba puntare solamente alla differenza di temperatura delle diverse componenti, ma puntare in particolare alla creazione di un ambiente all'interno della camera evaporativa quanto più secco possibile. In questo modo si stimola l'evaporazione della soluzione da trattare, aumentando la capacità di estrarre il solvente (acqua distillata) dal soluto. Di seguito si descriveranno meglio le accortezze tecniche introdotte al fine di realizzare un sistema in grado di migliorare le performance di depurazione delle serre solari, riducendone nel contempo la loro manutenzione.

2.3. Bibliografia

1. Tiwari GN, Singh HN, Tripathi R. Present status of solar distillation. *Solar Energy* 2003;75(5):367–73.
2. Kalogirou, S. A. (2005). Seawater desalination using renewable energy sources, 31, 242–281.
3. Cerci, Y.. The minimum work requirement for distillation processes. *Exergy, An International Journal*, (2002)2(1), 15–23.
4. Darwish, M. a., Al-Najem, N. M., & Lior, N. (2009). Towards sustainable seawater desalting in the Gulf area. *Desalination*, 235(1-3), 58–87.
5. Shatat, M., Riffat, S., & Ghabayen, S. (2012). State of art water desalination technologies using conventional and sustainable energy sources. *The 4th International Engineering Conference – Towards engineering of 21st century*, 1–16.
6. Dawoud, M. A., Al Mulla, M. M. (2012). Environmental Impacts of Seawater Desalination : Arabian Gulf Case Study, 1(3), 22–37.
7. Kuwait ministry of Energy. The statistical yearbook, water and energy. 2004
8. Wagnick K., Worldwide Desalting Plants Inventory, IDA, Gnarrenburg, K., Report No. 17, December, 2002.
9. Ng, K. C., Thu, K., Kim, Y., Chakraborty, A., & Amy, G. (2012). Adsorption desalination: An emerging low-cost thermal desalination method. *Desalination*.
10. Darwish M.A., Al-Najem N.M.. Energy consumption by multi-stage flash and reverse osmosis desalters *Appl. Therm. Eng.*, 20 (2000), p. 399
11. Murakami M. Managing water for peace in the Middle East: alternative strategies. United Nations Univ (1995)
12. IDA desalination yearbook 2009–2010, *Global Water Intelligence*, 2009, pp. 6–7.
13. GWI desalination market report, *Global Water Intelligent*, 2005.
14. C. Fritzmann, J. Löwenberg, T. Wintgens, T.Melin, State-of-the-art of reverse osmosis desalination, *Desalination* 216 (2007) 1–76.
15. S. Dundorf, J. MacHarg, B. Sessions, T.F. Seacord, Optimizing Lower Energy Seawater Desalination: The Affordable Desalination Collaboration, IDAWorld Congress, Dubai UAE, 2009.
16. APP — Aguas de Ponta Preta company Technical Department — Personal communication, Mr D. Puyol, November 2009.
17. Peñate, B., & García-Rodríguez, L. (2012). Current trends and future prospects in the design of seawater reverse osmosis desalination technology. *Desalination*, 284, 1–8.
18. Michael, E., Marcel, P., & Charlotte, W. (2010). *Roadmap for the development of desalination powered by renewable energy*.
19. GWI DesalData/IDA. 21st GWI/International Desalination Association Worldwide Desalting Plant Inventory. *Desalination in 2008. Global Market snapshot*, 2008
20. PRODES Programe. (2010). Commercial Desalination Products powered by Renewable Energy.
21. Tiwari, G. N.; Mishra, R. K. (2012). Advanced Renewable Energy Sources. Royal Society of Chemistry.
22. Alam, B., Khan, E., Kumar, S. (2012). Annual Performance of Passive and Hybrid (PVT), 2(6), 223–231.
23. Delyannis E., Belessiotis V. (2010). 'Desalination: The recent development Path'. *Desalination*, 264, 206–213
24. Torchia-Núñez JC, Porta-Gándara M a., Cervantes-de Gortari JG. Exergy analysis of a passive solar still. *Renewable Energy*. 2008;33(4):608–616
25. Srivastava, P. K., & Agrawal, S. K. (2012). Experimental Investigation of some Design and Operating Parameters of Basin Type Solar Still. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2(5), 1–6.
26. Coffey, J.P., 1975. Vertical solar distillation: technical note. *J. Solar Energy* 17, 375.
27. Kiatsiriroat, T., 1989. Review of research and development on vertical solar stills. *ASEAN J. Sci. Technol. Develop.* 6 (1), 15.
28. Tanaka, H., Nosoko, T., Nagata, T., 2000b. Parametric investigation of a basin-type-multiple-effect coupled solar still. *Desalination* 130, 295.

29. Minasian A.N., Al-Karaghouli A.A., Habeeb S.K. Utilization of a Cylindrical Parabolic Reflector For Desalination of Saline Water. *Energy Conversion and Management*. 38,(1997), 701-704
30. Tiwari, G.N., Salem, G.M., 1984. Double slope fibre reinforced plastic (FRP) multiwick still. *Solar Wind Technol.* 1, 229
31. Tabrizi, F. F., & Sharak, A. Z. (2010). Experimental study of an integrated basin solar still with a sandy heat reservoir. *Desalination*, 253(1), 195-199.
32. Arjunan, T. V., Aybar, H., Neelakrishnan, S., Sampathkumar, K., Amjad, S., Subramanian, R., & Nedunchezian, N. (2012). The Effect of Sponge Liner Colors on the Performance of Simple Solar Stills. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 34(21), 1984-1994.
33. Nisen, A. 1969. *L' clairement naturel des serres*. Les Presses Agronomiques de Gembloux. J. Duculot ed.
34. Kaushal, A. (2010). Solar stills: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 446–453. doi:10.1016/j.rser.2009.05.011
35. Tiwari, G.N., Singh, H.N. and Tripathi, R. (2003) Present status of solar distillation. Elsevier: *Solar Energy* 75:367-373.
36. Dhiman N. K. Evaluation of optimum thickness of bottom insulation for a conventional solar still. *Desalination*. 01/1990; 78(2):201-208.
37. Tiwari, G. N., Dimri, V., & Chel, A. (2009). Parametric study of an active and passive solar distillation system: Energy and exergy analysis. *Desalination*, 242(1-3), 1–18.
38. Kaushal, A., Varun (2010). Solar stills: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 446–453.
39. Tiwari G. N. and Lawrence S. A. (1991) New heat and mass transfer relations for a solar still. *Energy Conversion Management* 31, 201-203.
40. Franceschetti, P., Gonella, F. (2012). New Solar Still with the Suction of Wet Air: A Solution in Isolated Areas. *Journal of Fundamentals of Renewable Energy and Applications*, 2, 1–5.
41. Cooper, P.I., 1969. Digital simulation of transient solar still processes. *J. Solar Energy* 12 (3), 313.
42. Tiwari, G.N., Madhuri, 1987. Effect of water depth on daily yield of still. *Desalination* 61, 67.
43. Yadav, Y.P., Tiwari, G.N., 1989. Demonstration plant of fibre reinforced plastic multiwick solar still: an experimental study. *J. Solar Wind Technol.* 7, 653
44. Lawrence, S.A., Gupta, S.P., Tiwari, G.N., 1990. Effect of heat capacity on the performance of solar still with water flow over the glass cover. *J. Energy Convers. Manag.* 30, 277
45. Ahmed, S.T., 1988. Study of single effect solar still with an internal condenser. *Int. J. Solar Wind Tech.* 5 (6), 637.
46. Rajvanshi, A.K., Hsieh, C.K., 1979. Effect of dye on solar distillation: analysis and experimental evaluation. In: *Proceedings of International Congress of ISES, Georgia*, p. 20,327.
47. Sodha, M.S., Kumar, A., Tiwari, G.N., Pandey, G.C., 1980. Effect of dye on thermal performance of solar still. *J. Appl. Energy* 7, 147.
48. Lawrence, S., Gupta, S., Tiwari, G.N., 1988. Experimental validation of thermal analysis of solar still with dye. *Int. J. Solar Energy* 6, 291.
49. Naima, M.M., Kawi, M.A.A.El., 2002a. Non-conventional solar stills with energy storage element. *Desalination* 153, 71.
50. Naima, M.M., Kawi, M.A.A.El., 2002b. Non-conventional solar stills with charcoal particles as absorber medium. *Desalination* 153, 55.
51. Bassam, A., Hijleh, K.A., Rababa'h, H.M., 2003. Experimental study of a solar still with sponge cubes in basin. *J. Energy Convers. Manag.* 44 (9), 1411
52. Bapeshwar, V., Tiwari, G.N., 1984. Effect of water flow over the glass on the performance of a solar still coupled with a flat plate collector. *Int. J. Solar Energy* 2, 277
53. Tiwari, G.N., Prasad, B., 1996. Thermal modeling of concentrator assisted solar distillation with water flow over the glass cover. *Int. J. Solar Energy* 18 (3), 173
54. Abdenacer, P. K., & Nafila, S. (2007). Impact of temperature difference (water-solar collector) on solar-still global efficiency. *Desalination*, 209(1-3), 298–305.
55. Dev, R., Tiwari, G. N. (2009). Characteristic equation of a passive solar still. *Desalination*, 245(1), 246-265.

56. Abdenacer, P. K., & Nafila, S. (2007). Impact of temperature difference (water-solar collector) on solar-still global efficiency. *Desalination*, 209(1-3), 298–305.
57. El-Sebaei, a. a. (2011). On effect of wind speed on passive solar still performance based on inner/outer surface temperatures of the glass cover. *Energy*, 36(8), 4943–4949.
58. Singh, H. N., & Tiwari, G. N. (2004). Monthly performance of passive and active solar stills for different Indian climatic conditions. *Desalination*, 168, 145–150.
59. Al-Hinai, H., Al-Nassri, M. S., & Jubran, B. a. (2002). Effect of climatic, design and operational parameters on the yield of a simple solar still. *Energy Conversion and Management*, 43(13), 1639–1650.
60. Tripathi, R., & Tiwari, G. N. (2006). Thermal modeling of passive and active solar stills for different depths of water by using the concept of solar fraction. *Solar energy*, 80(8), 956-967.
61. Tiwari, G. N., Shukla, S. K., & Singh, I. P. (2003). Computer modeling of passive/active solar stills by using inner glass temperature. *Desalination*, 154(2), 171-185.

3. Innovazioni tecnologiche e realizzazione di nuove tipologie di serre solari

Nel presente capitolo i limiti, sia dal punto di vista termodinamico che gestionale delle serre solari, che ne determinano le basse portate di acqua depurata vengono descritti. Sono, quindi, elencate le innovazioni tecniche e di principio, che consentono di superare tali limiti. Dalla creazione di un loop dell'aria umida della camera di evaporazione, con passaggio attraverso uno scambiatore di calore, all'introduzione di un flusso continuo di soluzione inquinata entrante, si ricavano implementazioni tecniche e gestionali in grado di migliorare l'efficienza delle serre solari.

Qui di seguito vengono presentati i principali limiti che inficiano le prestazioni depurative, dal punto di vista quantitativo, delle serre solari. Si rileva che il principale ostacolo da superare è quello di evitare di avere all'interno della camera di evaporazione una saturazione dell'aria da parte del vapore d'acqua. Ne deriva quindi l'introduzione di una serie di innovazioni concettuali e tecniche, volte a superare tali limiti e migliorare le prestazioni dell'intero sistema.

3.1. Analisi dei limiti delle serre solari attualmente studiate

La gran parte delle solar still presenti attualmente in letteratura presentano, secondo lo scrivente, una serie di limiti sia dal punto di vista termodinamico che gestionale, che inficiano la possibile diffusione di questi sistemi come metodo di desalinizzazione in micro-scala. Dallo stato dell'arte nel settore delle solar still, enunciato nel capitolo precedente, si sono analizzati i vari limiti che determinano le basse rese di efficienza delle serre solari e si è cercato di comprendere quali siano i fattori limitanti nelle performance depurative delle serre solari e di superare tali limiti con delle innovazioni. Nello specifico si enunciano di seguito tali limiti rilevati:

1. Le passive solar still, così come le active solar still, presentano un bacino di acqua inquinata la quale viene riscaldata per mezzo della radiazione solare. Questa soluzione, acquisendo energia sotto forma di calore, tende ad evaporare all'interno di una camera semi-isolata. La copertura della camera di evaporazione, unica a non essere particolarmente isolata termicamente con l'ambiente esterno, funge da superficie di condensazione. Il limite dal punto termodinamico di questo sistema risiede nel principio della pressione di vapore saturo. Una volta raggiunta la saturazione dell'umidità relativa, in funzione della temperatura dello strato gassoso e la sua pressione, il sistema liquido/gas si trova in equilibrio "bloccando" l'ulteriore evaporazione dell'acqua (secondo la legge di Clausius-Clapeyron). Questo determina che solo durante la fase di transizione la camera della serra solare si trova ad una umidità relativa inferiore al 100%. A meno che non si aumenti la temperatura dell'intero sistema (vincolata alla dispersione termica con l'esterno attraverso la copertura trasparente) o si asporti parte del contenuto di vapore, il sistema non è in grado di generare nuovo vapore d'acqua. Da qui ne deriva che le normali solar still sono legate al quantitativo di condensazione che si riesce ad ottenere sulla superficie della copertura, pari alla massa condensata.
2. La gran parte dell'energia all'interno di una serra solare viene utilizzata non tanto per riscaldare l'acqua inquinata contenuta, che presenta un calore specifico pari a circa 4.18 kJ/kg K, ma per permettere l'evaporazione della stessa, calore latente (energia necessaria per l'evaporazione/condensazione) di circa 2272 kJ/kg. Se il sistema realizzato, sia nelle active che passive solar still, mira a far condensare il vapore sulla copertura del sistema, allora gran parte dell'energia contenuta dalle molecole di vapore verrà dispersa verso l'esterno e surriscaldando la superficie di condensazione (II° Principio della Termodinamica).
3. La formazione di una patina di vapore nella superficie interna alla lastra trasparente, che ricopre la serra solare, comporta una perdita di radiazione entrante nel sistema. Infatti la condensa che si viene a formare, se la copertura viene utilizzata come superficie di condensazione, ha una perdita fra il 9-19% [^{1,2}]. Nessuna serra solare, alla conoscenza dello

scrivente, tiene in considerazione questo aspetto di primaria importanza, influenzando direttamente nell'energia disponibile al sistema.

4. Tutte le serre solari studiate presentano un comportamento a "batch", o discontinuo, cioè vengono caricate con la soluzione da trattare, attendendo che tutto il solvente (acqua) evapori. In questo modo si ha un doppio problema. Il primo è legato all'energia che è necessario fornire per assistere all'evaporazione del solvente, la quale cresce in maniera esponenziale in funzione della percentuale di acqua che si estrae dalla soluzione [3], si veda Grafico 2. Il secondo problema è legato alla necessità di manutenzione esterna per asportare i soluti che si vengono a depositare sul fondo. Essi, infatti, devono essere asportati costantemente per mantenere l'efficienza del sistema, in particolare dell'assorbitore. Lo sporcamento della superficie nera presenta una perdita sensibile dell'efficienza del sistema, aumentando l'albedo della superficie assorbente e alterando la capacità di contenimento della soluzione da trattare.

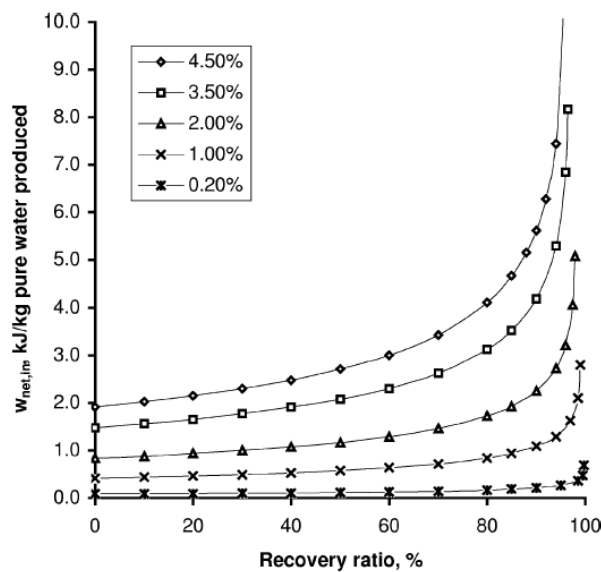


Grafico 2 – Variazione del lavoro minimo necessario per far evaporare l'acqua in funzione delle diverse salinità iniziali e della percentuale di essiccamento che si vuole raggiungere (recovery ratio) [3]

3.2. Soluzioni tecniche innovative adottate

Partendo dalle riflessioni enunciate nel paragrafo precedente, si è cercato di analizzare quali siano le soluzioni in grado di superare, per quanto possibile, i limiti individuati. Partendo dall'esigenza di evitare di avere una saturazione dell'aria all'interno della camera di evaporazione della soluzione da trattare, ne deriva l'esigenza di creare un ambiente quanto più secco all'interno della camera stessa. Per fare ciò, la soluzione ritenuta più efficace dallo scrivente, è quella di asportare continuamente la massa d'aria umida dall'interno della camera di evaporazione, introducendo dall'altra parte aria con un minore carico di umidità. Questa movimentazione dell'aria dovrà essere coadiuvata dall'utilizzo di una forza motrice, quale una ventola.

L'aria satura di vapore, non potendo più condensare nella parete interna della copertura trasparente, dovrà quindi trovare un ambiente freddo in cui effettuare il cambiamento di fase da vapore a liquido. Secondo i principi termodinamici (vedi Equazione 1), rappresentati graficamente dal diagramma psicrometrico per il vapore di Mollier (si veda Grafico 17), risulta che più bassa è la temperatura di condensazione e più massa d'acqua è possibile estrarre dalla massa d'aria.

Equazione 1
$$Q_{cond} = Qm_{air,in} * (\omega_{air,in} - \omega_{air,out})$$

Dove con Q_{cond} e $Qm_{air,in}$ si identifica la portata rispettivamente dell'acqua condensata e dell'aria umida, mentre con $\omega_{air,in}$ e $\omega_{air,out}$ la massa umida dell'aria in ingresso e in uscita dallo

scambiatore di calore rispettivamente. La massa di aria umida è strettamente legata alla temperatura in cui la massa d'aria stessa si trova. Rahim [4] ha rilevato un aumento di efficienza del sistema, derivante dall'aspirazione di aria, del 31,1%. Se si tiene conto del consumo di energia del ventilatore impiegato, l'aumento dell'efficienza risulta pari al 29,5%. Questo aumento del rendimento è dovuto alla creazione di un ambiente non saturo all'interno della camera evaporativa, incrementando l'evaporazione della soluzione inquinata.

Per realizzare un ambiente diverso rispetto la camera di evaporazione si è ipotizzato di realizzare un secondo ambiente raffreddato, attraverso uno scambiatore di calore, in cui far condensare il vapore stesso. Per recuperare l'energia termica rilasciata durante la fase di condensazione, si è deciso di far raffreddare lo scambiatore di calore con la soluzione inquinata stessa prima di porla all'interno della camera d'evaporazione. Con questa soluzione tecnica si è in grado di incrementare la temperatura dell'acqua inquinata prima che essa entri nell'evaporatore, richiedendo di conseguenza minore energia per la sua successiva evaporazione, in funzione dell'Equazione 2:

$$\text{Equazione 2} \quad L = 2.4935 * 10^6 [1 - 9.4779 * 10^{-4} T_{wat} + 1.3132 * 10^{-7} T_{wat}^2 - 4.7974 * 10^{-9} T_{wat}^3]$$

Con **L** l'energia necessaria per avere l'evaporazione dell'acqua, o il calore latente, che si trova alla temperatura iniziale T_{wat} .

Durante il passaggio di fase da vapore a liquido, in un processo a pressione e volume costanti, la massa d'aria perde il proprio contenuto di acqua (abbassamento dell'umidità assoluta) ma mantiene un'umidità relativa pari al 100%. Questo comporta che una parte dell'acqua, sotto forma di vapore, dopo l'abbassamento di temperatura è ancora contenuta nella massa d'aria. Se tale aria umida venisse dispersa nell'ambiente esterno, si registrerebbe una perdita di efficienza da parte della serra solare. Per evitare questo bilancio negativo, si può reimmettere l'aria all'interno della camera di evaporazione. In questo modo si crea un circuito chiuso dell'aria del sistema, la quale subisce una prima umidificazione, all'interno della camera d'evaporazione, e una successiva deumidificazione nello scambiatore di calore. La circolazione dell'aria, inoltre, comporta che non vi sia più condensazione nella superficie interna della copertura trasparente. In questo modo non si assiste più ad una diminuzione della trasparenza da parte della copertura della serra durante le fasi della giornata, mantenendo ottimale la radiazione entrante nel sistema e la sua efficienza più in generale.

Come affermato in precedenza, l'impiego nel sistema di uno scambiatore di calore necessita che vi sia un flusso di acqua inquinata che scorra al suo interno, in grado di assorbire l'energia termica rilasciata dal vapore durante la condensazione. Dovendo gestire un flusso idrico inquinato continuo, la soluzione di realizzare una serra solare in modalità "batch", o discontinua, non è più realizzabile tecnicamente. Si è quindi ipotizzata la possibilità di realizzare una camera di evaporazione in grado di accogliere una portata costante d'acqua inquinata in ingresso. Dalle analisi di Cerci [3], si ricava che il sistema risulti maggiormente efficiente se non si arriva all'evaporazione totale della soluzione; allo stesso tempo l'evaporazione di parte del solvente comporta il raggiungimento del limite di solubilità dei soluti contenuti nella soluzione di partenza. Il superamento del limite di solubilità, specifico per ogni composto chimico, comporta il deposito del soluto stesso sul fondo della vasca della serra solare, riducendone la sua efficienza termica. Si ritiene come ottimale, nella realizzazione delle nuove serre solari, di non portare alla completa evaporazione della soluzione iniziale, ma di individuare quale sia la percentuale di solvente estraibile dalla soluzione iniziale prima di assistere alla prima precipitazione dei soluti.

Date queste considerazioni, sin qui descritte, si giunge alla progettazione ideale di una serra solare rappresentata dal seguente schema a blocchi (vedi Figura 5).

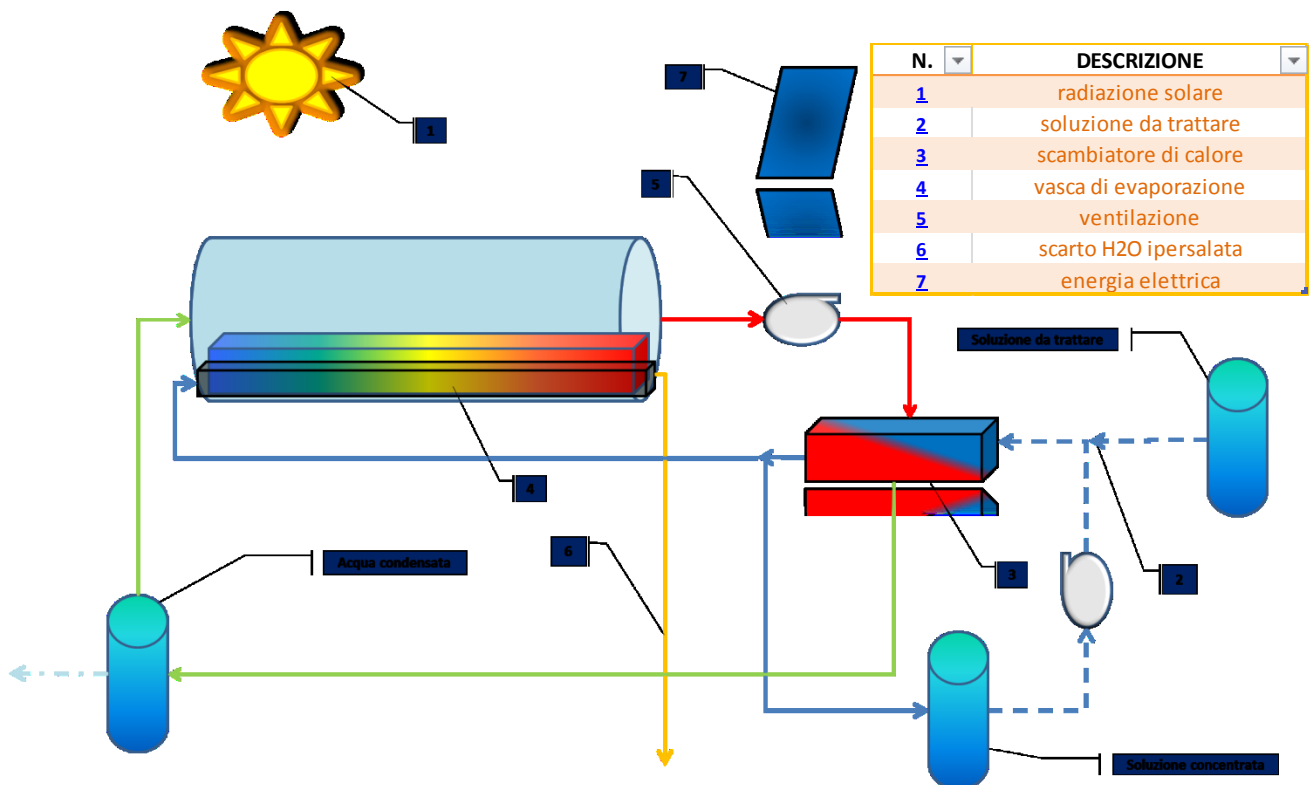


Figura 5 – Schema a blocchi della serra solare studiata ed elenco delle varie componenti che la costituiscono.

3.3. Conclusioni

Partendo dall'analisi dei limiti principali, dal punto di vista meramente termodinamico e di processo, delle serre solari attualmente presenti in letteratura, si è svolta un'elencazione delle innovazioni introdotte per implementare le performance delle serre stesse. Le soluzioni proposte sono state pensate al fine di favorire il maggior flusso di massa dalla fase liquida a quella gassosa e vice versa, in due aree differenti del sistema. Si riporta per maggiore sintesi la Tabella 2, nella quale si elencano i limiti delle serre tradizionali e le innovazioni delle nuove serre introdotte e studiate in questa ricerca.

Tabella 2 – Tabella comparativa fra limiti delle tradizionali serre solari e soluzioni tecniche adottate

Limiti nelle serre solari tradizionali	Innovazioni adottate nelle nuove serre solari
Saturazione di vapore nella camera di evaporazione (RH=100%)	Creazione di un ciclo chiuso dell'aria del sistema, che asporti costantemente l'aria saturata ed immetta aria deumidificata
Perdita di gran parte dell'energia di condensazione verso l'esterno	Condensazione dell'aria umida in uno scambiatore di calore raffreddato dalla soluzione che deve essere successivamente trattata
Perdita d'efficienza per la condensazione del vapore nella parete interna	La condensazione non avviene più sulla copertura ma sullo scambiatore di calore, lasciando trasparente la copertura
Perdita d'efficienza per il deposito di soluti sul fondo della vasca di evaporazione	Creazione di un flusso in continuo con calcolo del limite di saturazione dei soluti, e quindi eliminazione della soluzione concentrata

Dall'analisi teorica sin qui svolta si possono ricavare una serie di ulteriori considerazioni, oltre agli aspetti strettamente legati all'efficienza termodinamica del sistema. Fra questi si può ritenere che:

- Non è più necessario predisporre dei sistemi di collettamento e convogliamento verso l'esterno della condensa (grondaie), che fluisce lungo la parete interna della lastra

trasparente. Inoltre quest'ultima non necessita più di avere un'inclinazione per agevolare lo scorrimento delle gocce di condensa che si vengono a formare;

- L'eliminazione della condensa nella superficie interna della lastra trasparente permette di evitare la formazione di colonie funginee o microbiche, in particolare con coperture plastiche, che possono inficiare la qualità del condensato estratto [⁵,⁶];
- La manutenzione del sistema risulta molto ridotta con un sistema in continuo, permettendo di non avere depositi all'interno del sistema. Questo fatto è di particolare interesse per la diffusione delle serre solari, slegando gli utenti finali da continui interventi manutentivi.

3.4. Bibliografia

1. Geoola, F., Kashti, Y., Levi, A., & Brickman, R. (2004). Quality evaluation of anti-drop properties of greenhouse cladding materials. *Polymer testing*, 23(7), 755-761.
2. Stanghellini, C., Bruins, M., Mohammadkhani, V., Swinkels, G. J., & Sonneveld, P. J. (2011, June). Effect of condensation on light transmission and energy budget of seven greenhouse cover materials. In *International Symposium on Advanced Technologies and Management Towards Sustainable Greenhouse Ecosystems: Greensys2011 952* (pp. 249-254).
3. Cerci, Y. (2002). The minimum work requirement for distillation processes. *Exergy, An International Journal*, 2(1), 15-23.
4. Rahim, N. A., & Taqi, E. (1992). Comparison of free and forced condensing systems in solar desalination units. *Renewable energy*, 2(4), 405-410.
5. Delyannis, E. E., & Belessiotis, V. (1995). Solar application in desalination: the Greek Islands experiment. *Desalination*, 100(1), 27-34.
6. Eibling, J. A., Talbert, S. G., & Löf, G. O. G. (1971). Solar stills for community use—digest of technology. *Solar energy*, 13(2), 263-276.

4. Realizzazione e analisi prima tipologia di serre solari

Il presente capitolo descrive le sperimentazioni che si sono condotte durante la prima campagna sperimentale, avvenuta nel 2012 in diversi Paesi. I primi risultati dimostrano la capacità depurativa del sistema, ma una bassa efficienza in merito alle portate di distillato in uscita. I limiti e gli errori costruttivi sono quindi riportati ed analizzati al fine di creare le basi per un ulteriore sviluppo progettuale.

In funzione a quanto enunciato nel capitolo precedente, si sono realizzati diversi prototipi di serra, a partire dalle soluzioni tecnologiche innovative individuate e progettate sulla base dell'analisi teorica svolta, dimostrando il significativo miglioramento dell'efficienza dell'apparato rispetto a quanto attualmente utilizzato e commercializzato. Dal punto di vista tecnico/costruttivo si è proceduto in due direzioni principali: l'adattamento climatico e delle tipologie di acqua da trattare delle diverse realtà di sperimentazione, e l'ottimizzazione dei componenti costruttivi. Si procederà di seguito a presentare la campagna svoltasi nel 2012, derivante dalla prima tipologia progettuale di serre solari, e i risultati derivanti da essa.

4.1. Principio di funzionamento e scelte tecniche di costruzione

I vari fattori che influenzano la produttività delle serre solari [^{1,2,3}] sono: intensità solare, velocità del vento, temperatura ambiente, differenza di temperatura fra l'acqua e la copertura trasparente, superficie di acqua della vasca di evaporazione, temperatura dell'acqua in entrata, angolo della copertura trasparente e la profondità dell'acqua. L'intensità solare, la velocità del vento, la temperatura ambientale non possono essere controllate. Esse sono identificate come le "forzanti ambientali" da considerarsi quando si realizza una serra solare. Mentre i restanti parametri possono essere variati, al fine di migliorare le prestazioni di produttività delle serre stesse. Considerando il primo gruppo di fattori, il secondo gruppo deve adattarsi ad essi al fine di offrire un'efficienza più elevata possibile.

Quando si parla di efficienza delle serre solari, essa si può ricavare attraverso l'Equazione 3 [⁴]:

Equazione 3

$$\eta_{ist} = \frac{ENERGIA_{uscita}}{ENERGIA_{ingresso}} = \frac{m_{wat} * L}{I_r(t) * A_s}$$





Con η_{ist} l'efficienza istantanea del sistema, m_{wat} la massa dell'acqua prodotta, L l'energia necessaria al cambiamento di fase della soluzione acquosa (calore latente), $I_r(t)$ rappresenta la radiazione entrante nel tempo t sulla superficie coperta dal sistema A_s . Allo stato attuale, nelle diverse pubblicazioni scientifiche, si registra un'efficienza massima intorno al 30-40% con una variabilità del 10-15 % in funzione delle tecniche per migliorare i sistemi e delle condizioni climatiche sitospecifiche [⁵].

Come descritto nel capitolo 3.2, sono state apportate alcune innovazioni progettuali al fine di verificare se e quanto le variabili costruttive analizzate possano aumentare l'efficienza dell'intero sistema. Riprendendo lo schema teorico rappresentato nella Figura 5, si è deciso di realizzare dei prototipi sperimentali, meglio descritti nell'Allegato II, che rispondessero alle caratteristiche climatiche sitospecifiche. In tutti i casi si è proceduto secondo i seguenti punti principali:

1. Realizzazione di una struttura, in materiale ligneo o metallico, sollevata da terra di 50-60 cm;
2. Strato di 4 cm di poliisocianato espanso (conducibilità termica pari a $K = 0.024 \text{ W/mK}$);
3. Bacino con colorazione nera opaca in materiale metallico (collettore solare);
4. Copertura trasparente in materiale vetroso o polimerico (policarbonato trasparente);
5. Scambiatore di calore a pacco alettato
6. Ventilatore e pompa per il ricircolo dell'acqua (entrambi in CC 12 Volt);
7. Pannello fotovoltaico policristallino;
8. Bacini di accumulo acque in entrata ed uscita.

Sono stati quindi realizzati, in diversi Paesi, una serie di prototipi e quindi testati. Essi sono sintetizzati nella seguente Tabella 3:

Tabella 3 – Tabella riassuntiva delle sperimentazioni svolte con la serra solare

N	Luogo di installazione	Acqua da trattare	Caratteristiche peculiari	Immagine
1	Trujillo (Perù) 8°01'S, 79°00'W Altitudine 34 m s.l.m.	Acqua inquinata [As 43 µg/l]	<ul style="list-style-type: none"> - Copertura: semicircolare in policarbonato - Dimensione: 2,3 m² (1 m * 2,3 m) - Profondità acqua nel bacino: 2 cm 	
2	Ouagadougou (Burkina Faso) 12°21'N, 1°32'W Altitudine 320 m s.l.m.	Acqua inquinata [Fe 834 mg/l]	<ul style="list-style-type: none"> - Copertura: semicircolare in ETFE - Dimensione: 1 m² (0.5 m * 2 m) - Profondità acqua nel bacino: 2 cm 	
3	Uhm Al Obor (Territori Occupati Palestinesi) 32°34'N, 35°32'E Altitudine: -237 m s.l.m.	Acqua salata [cloruri 757 mg/l] e colonie batteriche [Escherichia Coli 5 colonie/100 ml]	<ul style="list-style-type: none"> - Copertura: a falde in policarbonato - Dimensione: 2,5 m² (1 m * 2.5 m) - Profondità acqua del bacino: 2 cm 	
4	Venezia (Italia) 45°28'N, 12°15'E Altitudine: 15 m s.l.m.	Acqua marina [cloruri 21984 mg/l]	<ul style="list-style-type: none"> - Copertura: semicircolare in policarbonato - Dimensione: 1 m² (0.5 m * 2 m) - Profondità acqua del bacino: 2 cm 	

4.2. Risultati

Le sperimentazioni che si sono portate avanti nei diversi Paesi, hanno dimostrato come sia possibile depurare acqua di diverse tipologie, sitospecifiche dei diversi territori. Si deve riscontrare che i dati raccolti si sono dimostrati molto discontinui e non in grado di condurre ad una corretta comparazione. Problematiche logistiche, quali mancanza di laboratori d'analisi o supporto scientifico locale, hanno comportato la mancanza di dati attendibili. L'unico prototipo correttamente studiato, si è dimostrato quello situato presso il Dipartimento di Scienze dei Materiali di Venezia (Italia).

Si riportano qui di seguito i risultati delle analisi chimiche svoltesi durante le varie sperimentazioni (tranne che per il Burkina Faso).

Tabella 4 – Analisi chimiche dei test di depurazione realizzati con diversi prototipi e differenti tipologie di acque inquinate (con n.d. dato non disponibile)

		Limiti di concentrazione (D.Lgs. 02/01, n° 31)	ITALIA		PALESTINA		PERÙ	
			Acqua di mare (Sottomarina)		Acqua salata		Acqua inquinata (metalli pesanti)	
			fonte	depurata	fonte	depurata	fonte	depurata
Escherichia coli	(n./100 ml)	0	/	n.d.	5	0		
Enterococchi	(n./100 ml)	0	/	n.d.	3	0		
Arsenico	µg/l	10	0,23	0,26			47	< 1
Benzene	µg/l	1	0,00	0,00				
Boro	mg/l	1						
Cadmio	µg/l	5	0,01	0,92			16	1,7
Cromo	µg/l	50	0,08	2,35			23	<10
Rame	mg/l	2	0,00	0,10				
Fluoruro	mg/l	1,5	1060,00	<1,5				
Piombo	µg/l	10	0,00	476,04			95	107
Mercurio	µg/l	1	0,58	14,29			13	< 1
Nichel	µg/l	20	0,57	3,75				
Nitrato (NO in base 3)	mg/l	50	1362,00	3,50	24	17,68		
Nitrito (NO in base 2)	mg/l	0,5	/	< 0,5				
Selenio	µg/l	10	0,05	0,96				
Magnesio	mg/l	/	1674,00	0,86	114	40,98	46,74	23,65
Clorito	µg/l	200						
Alluminio	µg/l	200	0,10	1077,17				
Ammonio (NH4)	mg/l	0,5	88,30	3,43				
Cloruro	mg/l	250	21984,00	170,50	757	74,6	178,86	16,4
Ferro	mg/l	200	0,38	53,54			45	64,1
Manganese	µg/l	50	1,06	158,39				
Sodio	mg/l	200	13236,00	0,94	363	89,91		
Residuo secco 180°C	mg/l	1500						
pH		6,5<pH<9,5	n.d.	7,20	8,38	7,2	7,13	6,45
Ossigeno disciolto	mg/l	5						
solidi totali disciolti	mg/l	1000			1565	83,05	1254	49,4
potassio	mg/l	/	465	0,46	28	5,96		
calcio	mg/l	150	962	96	78	0,1	133,54	0,95
bicarbonato (HCO3)	mg/l	/			203	68,71		
solfo (SO4)	mg/l	250	3333	3,34	120	13,84	460	n.d.
litio	mg/l	/	125	<0,25				

BOD5	mg/l	1			
COD5	mg/l	5			
idrocarburi	µg/l	10			
zinco	mg/l	0,5			
tensioattivi	mg/l	0,05			

Si può osservare come vi sia una tendenza di abbattimento degli inquinanti, in tutti i casi analizzati. In particolare si osserva come il sistema abbia fornito dei buoni risultati nell'abbattimento microbiologico (colonie batteriche=0). Inoltre, per quanto riguarda il trattamento di acque ad elevata salinità, si ha un rientro dei parametri all'interno dei limiti di legge, segno che il processo depurativo individuato risulta corretto come metodo per la desalinizzazione. Si osserva, nella sperimentazione condotta a Venezia, come vi siano dei picchi nell'acqua depurata di metalli. Questo fatto è stato causato dalla degradazione dello scambiatore di calore utilizzato. Infatti esso era composto da materiale di rame e alluminio (alette), e durante la sperimentazione si è assistito alla sua degradazione, ponendo l'attenzione alla tipologia di materiale utilizzato per la realizzazione dei prototipi. La sua degradazione, ha portato ad avere un'acqua in uscita dalla serra solare inquinata da metalli, non rientrando all'interno dei parametri di legge (D.Lgs. 31 del 02/01 s.m.i.).

Dalle sperimentazioni delle serre solari si è poi proceduto alla quantificazione delle prestazioni depurative dei diversi prototipi, analizzando la portata di acqua depurata registrata in uscita e quindi l'efficienza del prototipo calcolata con Equazione 3. I risultati sono riportati nella seguente tabella.

Tabella 5 – Dati mediati rilevati durante le sperimentazioni con i diversi prototipi.

	ITALIA	PALESTINA	PERÙ	BURKINA FASO
Radiazione totale [$I_{r,day}$](W/m ² /giorno)	25208	25913	48200	55500
Acqua depurata in uscita [$Q_{w,out}$] (litri/giorno)	0.7613	3	10.31	0.8
Efficienza (η_{day}) (%)	6.88	26.3	48.60	3.27

Si evince dai risultati come vi sia un'elevata variabilità di portate in uscita e di efficienze in generale. Queste ultime variano dal 3.27% in Burkina al 48.6% del Perù. Questa variabilità è derivata da diversi fattori, in primis la tipologia costruttiva della serra, che ne determina le performance depurative. Altra variabile che determina le performance della serra solare è la tipologia di acqua che viene trattata, è un esempio come con serre simili costruttivamente, come quella testata in Italia e in Palestina, a radiazione quasi pari, si sia registrata una differenza delle portate partendo da acque con salinità differente (Italia S=21 e Palestina S=0.71). Si osserva che in Burkina Faso la serra solare abbia delle performance particolarmente limitate (η_{day} =3.27%). In questo caso si è riscontrato un blocco termodinamico da parte del sistema, infatti non si era in grado di condensare il vapore per l'elevata produzione dello stesso, derivante dall'elevata insolazione e temperatura esterna. Nel caso specifico non si era predisposto un sistema di raffreddamento efficace del condensatore. In questo caso si è osservato come vi fosse un continuo ricircolo di vapore acqueo, con saturazione costante. Si è riscontrato un valore di efficienza molto elevato in Perù (η_{day} =48.6%), in questo caso si era realizzato un condensatore di maggiori dimensioni e raffreddato da un circuito indipendente di acqua di raffreddamento. Inoltre si è registrata un'elevata radiazione diretta e una temperatura di circa 26 °C per l'intero periodo di sperimentazione. In Perù, inoltre, è stata trattata acqua con bassa salinità, potendo portare l'evaporazione della solvente a un rapporto di circa il 92% rispetto alla soluzione entrante, aumentandone il periodo di residenza nel sistema.

Durante la sperimentazione avvenuta in Italia nel mese di agosto 2012, presso il Dipartimento di Scienze dei Materiali dell'Università Ca' Foscari, si è proceduto alla sperimentazione di due diversi prototipi, basati sullo stesso schema costruttivo presentato nei precedenti paragrafi,

approfondendo diversi aspetti e variabili. Si sono registrate una serie di variabili del sistema durante l'arco della giornata, con cadenza ogni minuto. In particolare tali variabili sono:

- Ora del giorno
- Radiazione solare ambientale (I_r) [W/m^2]
- Temperatura esterna al sistema (T_{amb}) [$^{\circ}C$]
- Temperatura dell'acqua del circuito di raffreddamento ($T_{wat,ricircolo}$) [$^{\circ}C$]
- Temperatura dell'aria alla camera di evaporazione ($T_{air,in}$) [$^{\circ}C$]
- Temperatura in uscita dalla camera di evaporazione ($T_{air,out}$) [$^{\circ}C$]
- Temperatura dell'acqua nella camera di evaporazione (T_{wat}) [$^{\circ}C$]
- Portata dell'acqua distillata prodotta ($Q_{w,out}$) [kg]

Si è proceduto a calcolare il rapporto fra la produzione di acqua distillata rispetto la radiazione solare, durante le varie sperimentazioni (vedi Grafico 3). Si osserva come il rapporto cresca lentamente durante le prime fasi della giornata, raggiungendo un punto di massima efficienza intorno alle ore 15:15, per poi decrescere velocemente. Quanto rilevato è da attribuirsi all'inerzia termica del sistema, con una risposta traslata di circa 3 ore rispetto al picco radiativo, in linea con quanto rilevato da diverse ricerche del settore [1, 4]. Contrariamente alle campagne di test condotte da altri autori, la curva registrata durante le sperimentazioni decresce molto più velocemente rispetto alle pubblicazioni, in quanto vi è una continua introduzione di acqua a più bassa temperatura (funzionamento in continuo), che non viene sufficientemente riscaldata dalla radiazione solare, abbassando l'efficienza nelle ore pomeridiane.

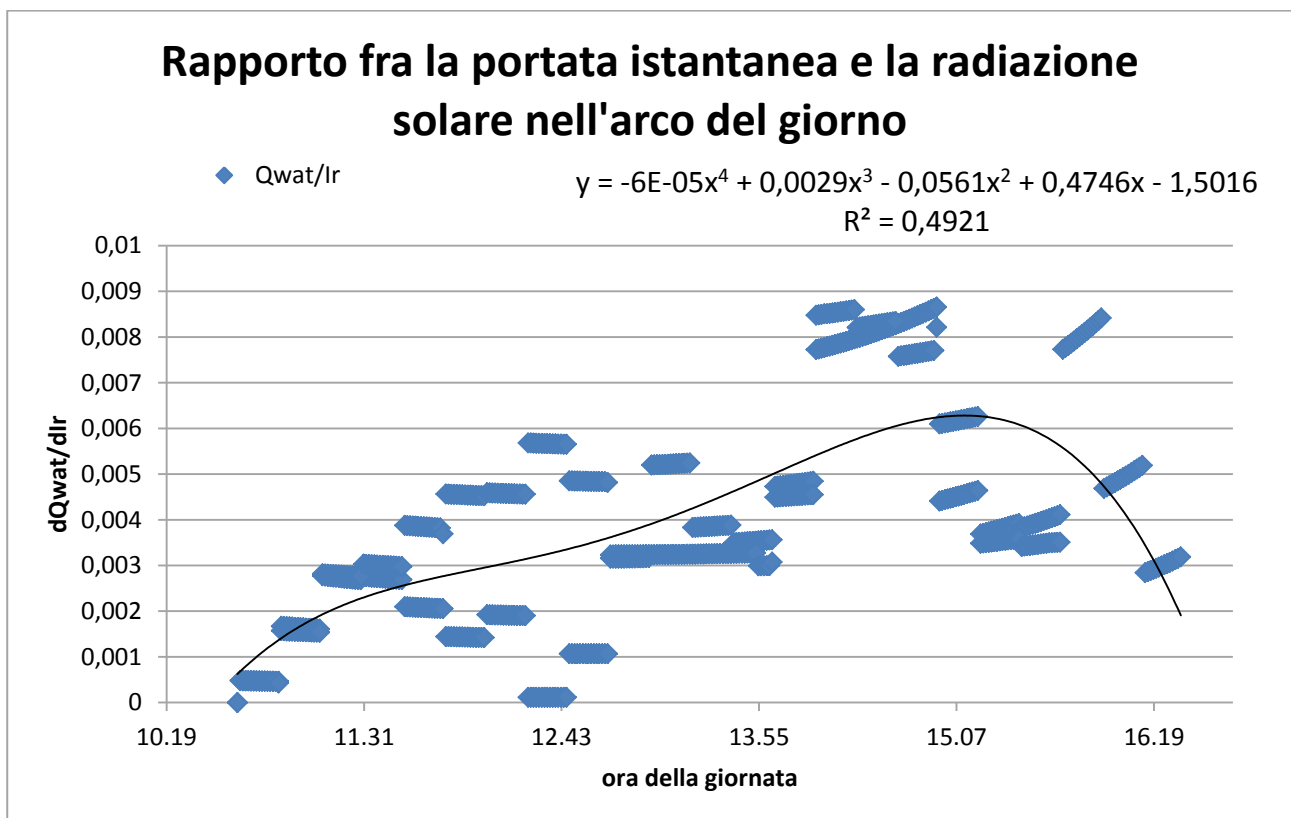


Grafico 3 – Rapporto fra la produzione d'acqua distillata istantanea e la radiazione solare durante l'arco della giornata nel periodo di sperimentazione.

Si è voluto approfondire l'analisi del sistema investigando come vari il rapporto fra le diverse temperature registrate e la radiazione solare, al fine di studiare come si comporti il sistema al variare dell'orario. Si osserva dal Grafico 4 e dal Grafico 5, come vi sia un andamento comune nell'arco della giornata. In entrambi i grafici si osserva come nelle ore di maggiore insolazione il rapporto fra le temperature e la radiazione si abbassi, in quanto il sistema presenta un'inerzia nelle

sue temperature interne che non rispondono immediatamente alle variazioni della radiazione solare.

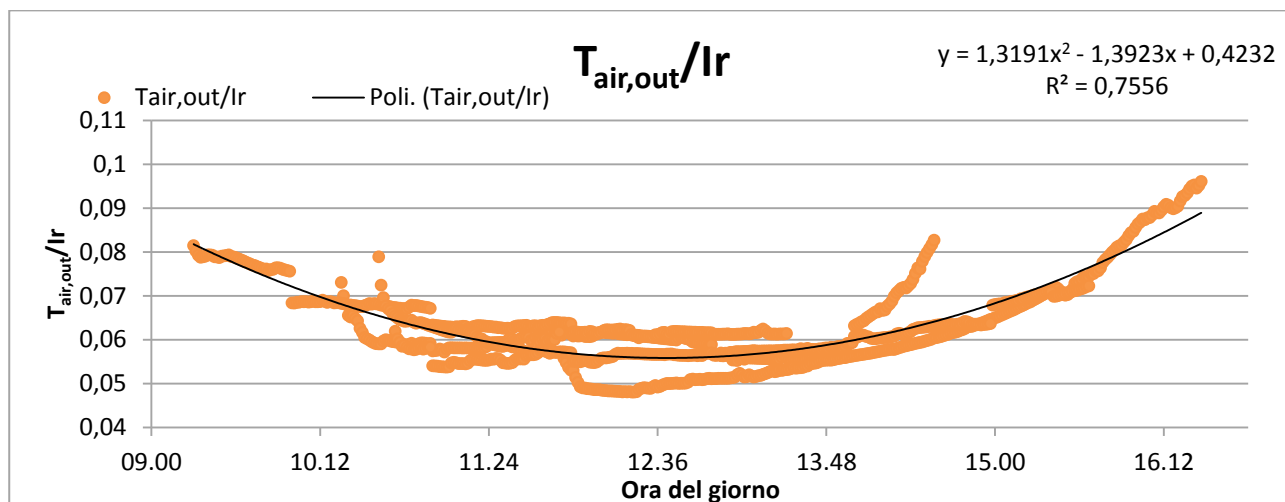


Grafico 4 – Rapporto fra la temperatura dell’aria in uscita dalla camera di evaporazione e la radiazione ambientale, nel corso della giornata nel periodo di sperimentazione

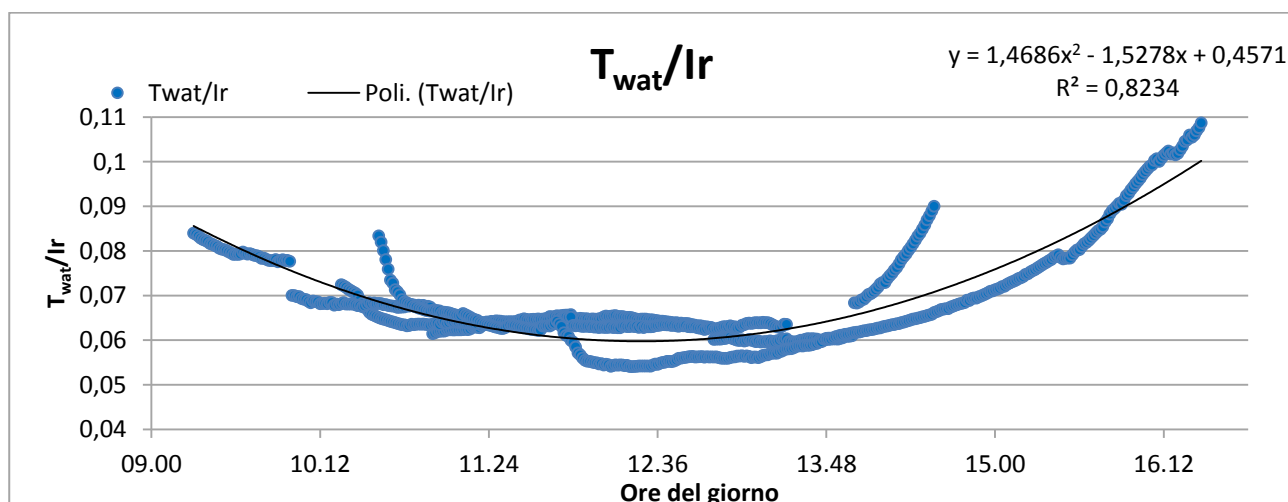


Grafico 5 – Rapporto fra la temperatura dell’acqua del bacino e la radiazione ambientale, nel corso della giornata nel periodo di sperimentazione

4.3. Conclusioni

Da quanto rilevato durante le campagne di sperimentazione, intercorse durante l’anno 2012 in diversi Paesi, si è rilevato che le soluzioni teoriche e progettuali attuate non hanno effettivamente registrato l’aumento delle prestazioni delle serre solari, con un’efficienza minore rispetto a quanto analizzato da altri autori. Ad una prima analisi si potrebbe pensare che le soluzioni adottate non siano in grado di aumentare l’efficienza del sistema. Vi sono alcuni punti che hanno determinato una forte contrazione del quantitativo di acqua depurata in uscita. In primis è da rilevare come la mancanza di una fonte fredda, con una portata sufficiente di acqua di ricircolo, determini un crollo considerevole delle prestazioni del sistema. Ne è un esempio quanto rilevato nella sperimentazione in Burkina Faso, dove le alte temperature e la radiazione solare hanno portato ad un blocco termodinamico del sistema, non in grado di riportare allo stato liquido il vapore prodotto. La mancata deumidificazione ha comportato la saturazione della camera di evaporazione, bloccando la formazione di nuovo vapore. Allo stesso tempo la tipologia di soluzione da trattare, risulta avere una forte influenza sulle capacità quantitative di depurazione della serra solare.

Inoltre si è riscontrato, applicando l'Equazione 4, come l'efficienza del collettore sia la fonte di maggiore dispersione energetica, con una media di efficienza di 3.99%. Questo dato risulta particolarmente rilevante nell'efficienza dell'intero sistema e merita un'attenzione particolare nella scelta della sua progettazione e tipologia di colore assorbente utilizzato.

Equazione 4
$$\eta_{collettore} = \frac{Q_{wat,in} * C_{p_{wat}} * (T_{wat,out} - T_{wat,in})}{I_r - (Q_w * L)} * 100$$

Con $\eta_{collettore}$ l'efficienza della vasca tinta di nero, $Q_{wat,in}$ e Q_w rispettivamente la portata d'acqua entrante nel sistema e in uscita come distillato. $C_{p_{wat}}$ è il calore specifico dell'acqua e L il suo calore latente, $T_{wat,out}$ e $T_{wat,in}$ sono rispettivamente le temperature di uscita ed ingresso dell'acqua registrate e I_r la radiazione solare incidente.

Si osserva come il rapporto fra le temperature e la radiazione solare abbia un andamento parabolico positivo durante l'arco del giorno, con il suo vertice durante le ore di massima insolazione, questo sta ad indicare come il sistema non si comporti con risposta immediata alla radiazione solare, ma è dotato di una forte inerzia termica.

Si può concludere che il sistema ha dimostrato le sue capacità depurative nei confronti di diverse tipologie di acque saline o inquinate da metalli pesanti e microbiologicamente. Le portate di distillato risultano altamente variabili, dimostrando in alcuni casi la capacità di giungere ad elevate prestazioni (vedi sperimentazione in Perù), che fanno ipotizzare che le innovazioni introdotte siano corrette. Allo stesso tempo si ritiene sia necessario investigare con una maggiore accuratezza quali siano stati i limiti riscontrati nei prototipi qui presentati e trovare come poter migliorarne le loro prestazioni in maniera stabile, puntando ad aumentarne l'efficienza. Nei seguenti capitoli si procederà a questa analisi e verranno presentate delle nuove soluzioni progettuali e di processo, che porteranno a dimostrare come le ipotesi iniziali risultino corrette, ottenendo un netto miglioramento nelle prestazioni delle serre solari.

4.4. Bibliografia

1. Safwat Nafey A, Abdelkader M, Abdelmotalip A, Mabrouk AA. Parameters affecting solar still productivity. *Energy Conversion and Management* 2000;42:1797–809.
2. Badran OO. Experimental study of the enhancement parameters on a single slope solar still productivity. *Desalination* 2007;209:136–43.
3. Samee Muhammad Ali, Mirza Umar K, Majeed Tariq, Ahmad Nasir. Design and performance of a simple and single basin solar still. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2007;11:543–9.
4. Tiwari, G. N., & Mishra, R. K. (2012). Advanced renewable energy sources. Royal Society of Chemistry.
5. Tiwari, G. N., Singh, H. N., & Tripathi, R. (2003). Present status of solar distillation. *Solar Energy*, 75(5), 367-373.

5. Modello Exergetico

In questa parte si presenta un modello exergetico delle serre solari. Da una prima introduzione dello stato dell'arte dell'exergia, in particolare applicata alle energie da fonti rinnovabili, si passa allo studio approfondito dei rapporti exergetici delle serre solari. Il modello è diviso in due macrosettori, il primo tratta l'exergia generale del sistema, mentre il secondo scompone il processo depurativo e ne analizza exergeticamente ogni passaggio. Il modello quindi è stato fatto girare con i dati rilevati nelle campagna di sperimentazione, fornendo i punti di maggiore perdita di efficienza, individuati nel circuito di ricircolo dell'acqua di raffreddamento e soprattutto nel collettore solare. Un fatto da rilevarsi è come, per la prima volta, sia stato applicato il calcolo exergetico non solo alle componenti termiche del sistema ma anche chimiche delle soluzioni trattate nelle serre solari.

Con questa prima tipologia di serre solari, si è visto quindi come l'efficienza di produzione di acqua depurata, pur potenzialmente rilevante, viene a dipendere troppo dalla variabilità (di sito o temporale) di parametri ambientali esterni a cui le serre stesse possono adattarsi solo attraverso interventi tecnici specifici. Ciò ha spinto a ricercare soluzioni che, oltre a fornire un'alta efficienza, garantiscano l'adattabilità della serra sia in sede progettuale che in loco. La volontà di migliorare le prestazioni e la stabilità dei sistemi, ha portato ad analizzare dal punto di vista exergetico i punti di forza e di debolezza di questi sistemi. Qui di seguito si descriveranno i passaggi exergetici sviluppati per lo studio delle serre solari e i risultati ottenuti da questa modellizzazione fisica. Le conclusioni del modello exergetico hanno permesso di cogliere ulteriormente dove intervenire maggiormente per ottimizzare le serre solari stesse, portando in una seconda battuta a realizzare nuove tipologie di serre solari.

5.1. Introduzione

L'exergia riguarda lo studio e la quantificazione dell'energia disponibile dal sistema analizzato a compiere un lavoro, riferendo questo quantitativo alle condizioni al contorno. Si definisce quindi exergia il massimo lavoro estraibile da un sistema non in equilibrio con l'ambiente che lo circonda. La modellizzazione exergetica di un sistema è in grado di definire i punti di perdita energetica e della sua degradazione. Lo studio exergetico, in generale, si occupa di analizzare sia i sistemi aperti che quelli chiusi, quantificandone la variazione del sistema rispetto lo stato "base" (dead state). Per sistema aperto s'intende un sistema che sia in grado di scambiare con l'ambiente sia materia che energia, mentre il sistema chiuso scambia solo quest'ultima.

Quando si analizza un sistema in merito al concetto fisico dell'energia applicata al settore termodinamico, si tratta di discutere di un sistema in equilibrio e allo stesso tempo semisolato rispetto l'esterno, o all'ambiente. La volontà di analizzare il sistema di serra solare dal punto di vista exergetico è stata quella di valutare l'efficienza del sistema rispetto all'ambiente in cui è collocato, in quanto la serra stessa è un sistema chiuso ma non isolato.

Prima di affrontare l'algoritmo di calcolo e l'analisi delle performance del sistema oggetto di studio, ci si soffermerà nel descrivere brevemente lo stato dell'arte del calcolo exergetico. Inoltre come esso sia stato applicato in diversi esempi applicativi nel campo delle tecnologie alimentate da fonti rinnovabili e tradizionali più in generale.

Ogni sistema che non si trova alle stesse condizioni rispetto all'ambiente in cui è collocato presenta un delta exergetico potenzialmente usufruibile [1]. Se si escludono i flussi exergetici magnetici, tensione superficiale e reazioni nucleari, si può esprimere l'exergia totale del sistema come la sommatoria delle componenti: fisiche, cinetiche, potenziali e chimiche [2] (Equazione 5):

Equazione 5
$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch} + Ex_{kin} + Ex_{pot}$$

Con Ex_{ph} , Ex_{ch} , Ex_{kin} e Ex_{pot} rispettivamente l'exergia fisica, chimica, cinetica e potenziale. Da qui, con le opportune trasformazioni, si può definire il bilancio exergetico secondo l'Equazione 6:

Equazione 6
$$Ex = (U - U_0) - \{-P_0(V - V_0) + T_0(S - S_0) - \sum \mu(n - n_0)\}$$

Con **U** energia interna del sistema, **P** pressione, **V** volume del sistema, **T** temperatura, **μ** e **n** rispettivamente il potenziale chimico e il suo numero molare della i-esima molecola. Mentre si considera con il pedice **0** lo stato dell'ambiente in cui il sistema si trova o *dead state*. Dall'Equazione 6 si evidenzia che il primo termine corrisponde alla variazione totale dell'energia interna del sistema, il secondo rappresenta la variazione di volume subita dal sistema a causa della differenza di pressione fra lo stato iniziale e l'ambiente di riferimento, con conseguente il lavoro. Il terzo termine è il calore scambiato durante un processo reversibile, derivante dalla differenza entropica. In fine il quarto termine è il lavoro chimico derivante dal flusso di materia. Tutta l'Equazione 6 dimostra come l'exergia sia strettamente legata alla situazione al contorno (dead state) e quando il sistema raggiunge i parametri ambientali l'exergia è pari a zero. L'exergia risulta essere, quindi, un metodo di misurazione della potenzialità di una fonte energetica. Infatti essa è più raffinata e potenzialmente usufruibile, come fonte potenziale per produrre lavoro, in base alle sue caratteristiche. Ne è un esempio che l'energia cinetica sia potenzialmente più "raffinata" per svolgere un lavoro rispetto a quella termica o quella magnetica. Si definisce pertanto "distruzione exergetica" (exergy destruction), o irreversibilità energetica **I**, quando si ha una perdita di qualità energetica o disponibile. La relazione di Gouy-Stodola definisce fisicamente questo concetto [3]:

Equazione 7
$$I = Ex_{dest} = T_0 S_{gen}$$

Con

Equazione 8
$$S_{gen} = \sum m_{out} s_{out} - \sum m_{in} s_{in} - \sum \frac{Q_k}{T_k}$$

Con **I** che esprime l'irreversibilità o exergia distrutta **Ex_{dest}** , **T** che esprime la temperatura e **S_{gen}** l'entropia generata, derivante dalla sommatoria delle masse **m** ed entropie **S** in ingresso e uscita dal sistema e dal rapporto del calore **Q** trasferito. Mentre l'energia si trasforma, l'exergia si accumula o si riduce [4]. Si può quindi definire l'efficienza exergetica come il rapporto fra tutte le exergie in uscita rispetto le exergie entranti (Equazione 9). Tale formulazione, chiamata anche "brute-force" [5], si contrappone con una formulazione denominata "functional" [6], che definisce l'efficienza exergetica come il rapporto exergetico associato fra l'energia desiderata in uscita rispetto all'exergia associata all'energia usata per raggiungere l'output desiderato. Quest' ultima definizione richiede un'attenta analisi del sistema e quindi di più difficile applicazione.

Equazione 9
$$\eta_{ex} = \frac{\sum Ex_{out}}{\sum Ex_{in}} = 1 - \frac{Ex_{dest}}{Ex_{in}}$$

Con **η_{ex}** rappresenta l'efficienza exergetica, **Ex_{out}** , **Ex_{in}** e **Ex_{dest}** l'exergia in uscita, in ingresso e distrutta rispettivamente.

In fine si può calcolare il massimo potenziale di efficienza exergetica di un processo **IP**, ricercando quando la perdita exergetica o l'irreversibilità risulta essere minima [7] (Equazione 10):

Equazione 10
$$IP = (1 - \eta)(Ex_{in} - Ex_{out})$$

5.2. Exergia nelle energie da fonti rinnovabili

In letteratura vi sono numerosi esempi di analisi energetiche dei processi nei più disparati campi di applicazione, che vanno dal settore industriale, sociale, economico e ambientale. Lo stesso non si può dire nei confronti dell'analisi exergetica. Come descritto nel paragrafo precedente, l'exergia esprime l'efficienza di un sistema a compiere lavoro in relazione all'ambiente in cui si trova. Un medesimo sistema o processo posto in due ambienti diversi ha risultati e capacità completamente

differenti. Da qui si può comprendere come il calcolo exergetico si leghi strettamente con le energie da fonti rinnovabili e le loro applicazioni [5]. Dinger [8] sottolinea come il calcolo exergetico abbia diverse valenze in campo ambientale, quali essere:

- strumento di primaria importanza per calcolare l'impatto energetico dello sfruttamento delle risorse naturali;
- un link fra la conservazione di massa e di energia con l'applicazione della seconda legge della termodinamica nello studio dei processi produttivi e dei sistemi in generale;
- l'applicazione di una tecnica adatta a ricercare un uso delle risorse energetiche, comparando semplicemente la tipologia, la localizzazione geografica (quindi climatica) e la tecnologia per evitare la perdita di energia del sistema;
- efficiente tecnica per rivelare se e di quanto sia possibile progettare più efficienti sistemi energetici, riducendo le inefficienze nei sistemi esistenti;
- una chiave di analisi per promuovere sistemi in un'ottica di sviluppo sostenibile.

Vi sono casi in cui, grazie al calcolo exergetico, si sia dimostrato come le energie da fonti rinnovabili siano maggiormente efficienti rispetto a processi alimentati da fonti fossili tradizionali (o non rinnovabili) [9; 10; 11].

Di seguito si riporta uno schema riassuntivo delle efficienze exergetiche, tratto da una carrellata di pubblicazioni nel settore exergetico, che prendono in considerazione diverse tecnologie che sfruttano energie da fonti rinnovabili, a titolo comparativo (vedi Tabella 6). Gli scartamenti che si rilevano all'interno della tabella sotto riportata sono legati principalmente alla definizione del dead state, spesso variabile come riferimento per i diversi autori.

Tipologia tecnologica	Efficienza exergetica (η)	Fonte
Pompe di calore	25 - 37 %	13; 14
Sistemi di condizionamento ad aria	33- 42 %	15
Refrigeratore solare	0.66 %	16
Raffreddamento aria con compressione termica a doppio effetto	0.726 %	17
Collettore solare parabolico industriale	37 %	19
Impianto di desalinizzazione solare con tecnologia MED	1.4 %	20
Pale eoliche	0 - 48.7 %	23
Sistema centralizzato geotermico	42.94 - 66.13 %	24; 25; 26; 27; 28
Riscaldamento geotermico domestico	2.94 - 75.6 %	29; 30
Centrale elettrica geotermica	16.3 - 52.4 %	31; 33; 34
Biomasse legnose	17.75 - 20.45 %	35

Tabella 6 – Comparazione di efficienza exergetica fra diverse forme di produzione energetica con differenti tecnologie

Fra le diverse tecnologie a cui si è applicato il calcolo exergetico, un ramo di sicuro interesse è quello della radiazione solare diretta. Diversi autori hanno studiato sistemi solari per i più disparati utilizzi sia a scala domestica [56, 36], industriale [10, 20, 16, 57, 58, 59] che commerciale [60, 61]. Si riporta qui di seguito uno schema riassuntivo delle principali efficienze exergetiche applicate a impianti di sfruttamento diretto della radiazione solare.

Tipologia di tecnologia	Efficienza exergetica (η)	Note	Fonte
Collettori solari	0.77 %		12
Pannelli fotovoltaici	10 - 19 %	con o senza vetro di copertura	63
Pannelli fotovoltaici/termici	12 - 15 %	al variare della stagione dell'anno	62
Pannelli fotovoltaici/termici	2 - 13.30 %	applicati in diversi contesti e con diverse funzioni	64, 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71,

			72
Pannelli termici	2 %		22
Forno solare	0.1 %		18
Bollitore solare d'acqua	16.17 %		73
Bollitore solare piano	44 %		74
Centrale elettrica solare a concentrazione	12.74 %		21
Distillatore solare con membrana	3 - 6.5 %	le maggiori perdite di efficienza si localizzano nelle membrane utilizzate	75, 76
Refrigeratore solare	11.98 %		77
Essiccatori solari	9.11 – 15.48		31

Tabella 7 – Tabella comparativa delle efficienze exergetiche in sistemi che utilizzano radiazione solare diretta.

5.2.1. Exergia delle serre solari

La domanda di acqua potabile e allo stesso tempo di sistemi che sfruttino energia da fonti rinnovabili sta prendendo sempre più piede. Si sono descritte nei precedenti capitoli le diverse tecnologie maggiormente utilizzate per la desalinizzazione dell'acqua (vedi capitolo 2). Questi sistemi presentano un'efficienza exergetica relativamente contenuta, e spesso non sfruttano energia da fonti rinnovabili. Si riporta di seguito degli esempi di efficienza exergetica calcolata in diversi impianti di desalinizzazione (vedi Tabella 8).

Tipologia di tecnologia	Efficienza exergetica (η)	Note	Fonte
Osmosi Inversa (RO)	4.3 – 4.7 %		78
Multy Effect Distillation (MED)	19 – 26 %	triple effect system	79
	17 – 20 %	double effect system	79
	4 %	single effect system	79
Multy Flash System (MFS)	1.87 %		80
Thermal Compression (TC)	6.5 – 6.8 %		81
Solar Still (SS)	5 %	distillatore solare passivo	82

Tabella 8 – Tabella comparativa dell'efficienza exergetica fra diverse tecnologie per impianti di desalinizzazione

Per primo Dodge [52] nel 1960, calcolò il lavoro minimo necessario per desalinizzare l'acqua marina. Successivamente Cerci [53] studiò la desalinizzazione attraverso il minimo lavoro teorico necessario per trattare acqua marina attraverso l'evaporazione. Cerci ha dimostrato come gli impianti attuali di desalinizzazione lavorino con un'efficienza del 10-20%, efficienza limitata se paragonata ad altri sistemi tecnologici in altri campi. Risulta facile comprendere, quindi, come vi sia un ampio margine di miglioramento per incrementare le performance degli impianti di desalinizzazione. Una delle più promettenti opzioni in questo campo è l'uso della radiazione solare diretta [54]. Per impianti con capacità inferiori a 200 m³/giorno la distillazione solare risulta essere la miglior opzione attualmente disponibile [55].

Le tecnologie quali MFS, MED, RO risultano profittevoli solo per impianti con produzione giornaliera di 100-50.000 m³/giorno [83].

Nel settore delle serre solari diversi studi si stanno sviluppando con l'intento di migliorarne le performance sia di efficienza termodinamica che exergetica [54, 82, 84, 85]. Pochi autori si sono concentrati nello sviluppo exergetico delle Active Solar Still (ASS) [36, 37, 86, 87], concordi come esse risultino con un'efficienza superiore rispetto le Passive Solar Still (PSS) fino a 5 volte [36].

Analizzando lo stato dell'arte exergetico nel settore delle serre solari (SS) si è concordi nell'affermare quanto segue:

- all'aumentare dello spessore di acqua contenuto nella serra, l'efficienza exergetica diminuisce [54, 88];
- l'efficienza exergetica e l'irreversibilità varia principalmente dal variare della radiazione solare in maniera lineare [36, 82];

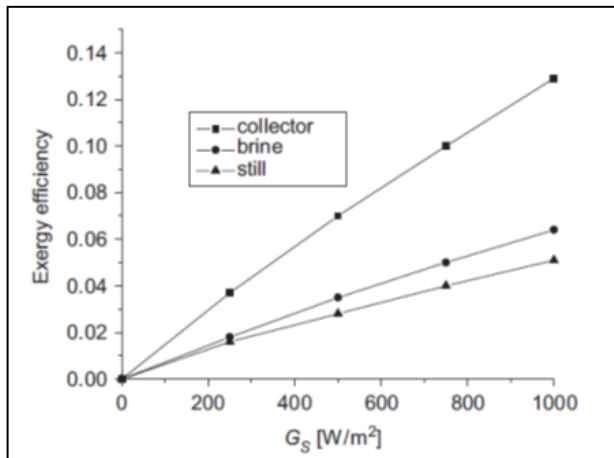


Figura 6 – Efficienza exergetica del collettore, concentrato e serra solare in funzione della radiazione [Fonte: 82]

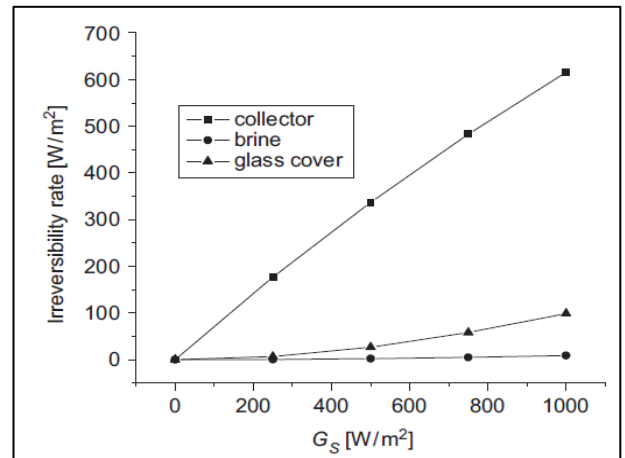


Figura 7 - Irreversibilità del collettore, concentrato e serra solare in funzione della radiazione [Fonte: 82]

- la maggiore perdita di efficienza del sistema è da attribuirsi al collettore (circa 80%) [82];
- l'isolamento sotto la vasca aumenta l'efficienza del 1800%, con un picco fra i 3-4 cm di spessore [82];
- l'uso di una ventola di movimentazione dell'aria aumenta la produzione giornaliera del 15-20 % [37];
- l'efficienza exergetica cresce rapidamente all'aumentare della velocità dell'aria fino a 2,19 m/sec per poi stabilizzarsi [89, 54];
- la temperatura dell'ambiente non influenza l'irreversibilità exergetica o l'efficienza exergetica [54, 82];
- in una serra solare passiva (PSS) la frazione dell'exergia dominante, legata ai flussi energetici, sopra i 30 °C risulta essere quella evaporativa, rispetto quella convettiva o radiativa [54];
- lo sporcamento del bacino incide del 21,8% sull'efficienza exergetica dell'intero sistema [54];
- in una Serra Solare Attiva (ASS) il numero di collettori, se impiegati, modifica sia la produzione giornaliera sia l'efficienza exergetica [36];
- il volume e l'angolazione [90] della copertura incidono con una perdita di efficienza energetica ed exergetica rispettivamente del 0.75 e 0.47% , passando da un angolazione dal 15 al 45 % [54];

Date queste premesse concettuali si è proceduto a svolgere un modello exergetico del caso di studio, non riscontrando in lettera alcun esempio similare. Inoltre si deve sottolineare sia la scarsità di materiale scientifico nel settore analizzato, che la mancanza di analisi exergetiche comprensive dell'aspetto chimico derivante dalla depurazione delle acque e quindi la conseguente exergia derivante.

5.3. Calcolo exergetico del caso di studio

Per sviluppare un modello di calcolo exergetico del caso di studio si è deciso di procedere secondo due direttrici principali. In prima analisi si è provveduto al calcolo dell'efficienza exergetica generale del sistema, che verrà definita successivamente per semplicità "exergia generale". La seconda analisi exergetica si è focalizzata nel calcolo dell'efficienza dei vari componenti all'interno del sistema, che di seguito verrà definita per semplicità "exergia particolare". Quest'ultima analisi permette di investigare dove vi siano le maggiori perdite exergetiche (exergy destruction) e quindi

intervenire per migliorarne le performance, con conseguente aumento dell'efficienza dell'intero sistema.

La maggior parte delle pubblicazioni nel campo del calcolo exergetico, applicato al settore della desalinizzazione, riportano lo sviluppo di algoritmi focalizzati prettamente nel settore termico, non considerando l'aumento exergetico chimico legato alla produzione di acqua distillata da una parte e di un concentrato dall'altra. Il presente studio si è quindi concentrato nell'individuazione di queste due componenti, analizzandone la formazione nei diversi blocchi del sistema.

EXERGIA GENERALE

In questo frangente si è considerato l'intero distillatore solare come un reattore unico, in cui si sono analizzati solamente gli input e gli output. Partendo dalla definizione generale dell'exergia (Equazione 5), si sono considerate solamente le componenti termiche e chimiche, tralasciando l'analisi dell'exergia cinetica e potenziale, prossime a zero.

$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch} + \cancel{Ex_{kin}} + \cancel{Ex_{pot}}$$

In generale l'efficienza exergetica viene definita secondo l'Equazione 9, nello specifico analizzando solo l'efficienza exergetica termica, si può fare riferimento alla formulazione avanzata da diversi autori nel caso dei distillatori solari attivi (ASS) [36, 37], con l'Equazione 11.

Equazione 11

$$\eta_{ex,ph} = \frac{\sum \dot{m} Ex_{out}}{Ex_{solar\ still,sun} + Ex_{electric}}$$

Con $\eta_{ex,ph}$ l'efficienza exergetica del sistema generale. Al nominatore si ha la sommatoria della massa prodotta nell'unità di tempo \dot{m} e l'exergia dell'unità di massa in uscita Ex_{out} , mentre con $Ex_{solar\ still,sun}$ l'exergia derivante dalla radiazione solare incidente sulla serra solare e con $Ex_{electric}$ l'exergia utilizzata per i sistemi elettrici utilizzati per la movimentazione. Esplicitando l'Equazione 11 con le caratteristiche di funzionamento del sistema analizzato avremo quindi:

Equazione 12

$$\eta_{ex,ph} = \frac{\dot{m}_w Ex_{w,out} + \dot{m}_{ww} Ex_{ww,out}}{Ex_{solar\ still,sun} + Ex_{fan} + Ex_{pump}}$$

Se si considera l'aspetto termodinamico al numeratore si ha un flusso exergetico esprimibile con:

Equazione 13

$$\psi_{water,ph} = \dot{m}_w cp (T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0})$$

Con $\psi_{water,ph}$ il flusso termico exergetico dell'acqua, \dot{m}_w massa nell'unità di tempo, cp calore specifico e con T e T_0 rispettivamente la temperatura rilevata e quella del dead state.

Se invece si considera la variazione exergetica derivante dalla diversa composizione chimica rispetto lo stato iniziale si utilizza la seguente Equazione 14, così come suggeriscono Sharqawy MH et Al. [38]

Equazione 14

$$\psi_{water,ch} = m_w RT_0 \left[(1-x) \ln \left(\frac{1-x}{1-x_0} \right) + x \ln \left(\frac{x}{x_0} \right) \right]$$

Indicando con $\psi_{water,ch}$ il flusso exergetico derivante dalla variazione delle concentrazioni dei componenti nell'acqua, con R la costante dei gas e con x la frazione molare della soluzione rispetto la condizione di dead state x_0 .

Nel caso del denominatore dell'

Equazione 12 si deve procedere al calcolo dell'exergia entrante nel sistema, quindi quella prodotta dalla radiazione solare. Si procede prima a definire quale sia la massima exergia derivante dalla radiazione solare, utilizzando la formula proposta da Petela [42]:

Equazione 15
$$\psi_{srad,max} = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_{amb}}{T_{sun}}$$

Dove s'intende per $\psi_{srad,max}$ il flusso exergetico massimo derivante dalla radiazione solare in un determinato luogo. Con T_{amb} e T_{sun} la temperatura atmosferica e quella del Sole (fissata per convenzione a 6000 K) rispettivamente.

Data l'Equazione 15 si può quindi calcolare l'exergia entrante nel sistema in funzione della sua dimensione, o superficie esposta alla radiazione:

Equazione 16
$$Ex_{colettore} = A I r \psi_{srad,max}$$

Dove $Ex_{colettore}$ è l'exergia entrante captata dal collettore solare (o vasca), I è l'intensità radiativa espressa in Watt che viene registrata all'interno del sistema stesso ed in fine $\psi_{srad,max}$ il flusso exergetico massimo ricavato dall'

Equazione 15.

In fine, visto che il sistema analizzato all'interno di questa ricerca, presenta due componenti di movimentazione, ventola e pompa di ricircolo, alimentate da un pannello fotovoltaico è da considerarsi anche la distruzione exergetica che tali strumenti comportano. Il consumo exergetico è uguale al consumo elettrico dei motori utilizzati, quindi:

Equazione 17
$$Ex_{in,fan} = \dot{W}(fan)$$

e

Equazione 18
$$Ex_{in,pump} = \dot{W}(pump)$$

Dove si intende con \dot{W}_{fan} e \dot{W}_{pump} la potenza elettrica consumata del ventilatore e della pompa di ricircolo rispettivamente.

Riassumendo le equazioni 13, 16, 17 e 18 per la parte termica e l'Equazione 14 per il calcolo dell'exergia chimica prodotta, all'interno dell'Equazione 12 si avrà:

Equazione 19

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{m}_w L \left(T_w - T_0 - T_0 \ln \frac{T_w}{T_0} \right) + \dot{m}_{ww} cp \left(T_{ww} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{ww}}{T_0} \right) + \dot{m}_w RT_0 \left[(1-x_w) \ln \left(\frac{1-x_w}{1-x_0} \right) + x_w \ln \left(\frac{x_w}{x_0} \right) \right] + \dot{m}_{ww} RT_0 \left[(1-x_{ww}) \ln \left(\frac{1-x_{ww}}{1-x_0} \right) + x_{ww} \ln \left(\frac{x_{ww}}{x_0} \right) \right]}{(A I \psi_{srad,max}) + \dot{W}(fan) + \dot{W}(pump)}$$

Con il primo e il secondo membro al numeratore riferiti alla variazione termica dell'acqua distillata e dell'acqua ipersalina rispettivamente, mentre al terzo e quarto membro la variazione exergetica derivante della variazione chimica delle soluzioni. Al denominatore appaiono invece gli ingressi energetici corrispondenti, in ordine, alla radiazione solare e alla corrente elettrica utilizzata per alimentare il ventilatore e la pompa di ricircolo.

APPENDICE I – Proprietà termodinamiche dell'acqua marina

Nel presente studio si sono impiegati una serie di metodi di calcolo al fine di calcolare le diverse grandezze fisiche necessarie allo sviluppo dell'algoritmo generale. Nello specifico si è approfondita l'analisi delle acque marine con l'aiuto di correlazioni sperimentali.

ENTALPIA acqua di mare

L'entalpia dell'acqua marina è inferiore rispetto quella dell'acqua pura. Per calcolarla ci si può rifare all'alla formulazione di Sharqawy et Al. [39], derivante dalla funzione dell'energia libera di Gibbs per l'acqua marina ricavata da dati sperimentali [40], per acque con range di temperatura 10-120 °C e salinità 0-0.12 kg/kg con un'accuratezza del $\pm 0.02\%$.

Equazione 20

$$h_{sw} = h_w - w_{salt}(b_1 + b_2w_{salt} + b_3w_{salt}^2 + b_4w_{salt}^3 + b_5T + b_6T^2 + b_7T^3 + b_8w_{salt}T + b_9w_{salt}^2T + b_{10}w_{salt}T^2)$$

Dove si indica con w_s la frazione di massa del sale disciolto, T la temperatura e h_{sw} e h_w l'entalpia dell'acqua marina e pura rispettivamente. Quest'ultima deriva anchessa a sua volta dall'interpolazione dei dati ricavati dal IAPWS [41] che formano l'Equazione 21:

Equazione 21

$$h_w = 141,355 + 4202,07 * T - 0,535 * T^2 + 0,004 * T^3$$

Mentre le costanti b sono così definite:

$$\begin{array}{llll} b_1 = & -23480 & b_2 = & 315200 & b_3 = & 2803000 & b_4 = & -14460000 \\ b_5 = & 7826 & b_6 = & -44,17 & b_7 = & 0,2139 & b_8 = & -19910 \\ b_9 = & 27780 & b_{10} = & 97,28 & & & & \end{array}$$

ENTROPIA acqua di mare

L'entropia dell'acqua di mare presenta valori inferiori rispetto l'acqua pura. Anche in questo caso si utilizzeranno le formulazioni proposte da Sharqawy et Al. [39], basate sui dati dell'IAPWS [40, 41], utilizzabili in un range di temperature 10-120 °C con concentrazioni saline di 0-0.12 kg/kg con una accuratezza del $\pm 0.5\%$.

Per calcolare l'entropia dell'acqua marina si può quindi applicare l'Equazione 22:

Equazione 22

$$s_{sw} = s_w - w_{salt}(c_1 + c_2w_{salt} + c_3w_{salt}^2 + c_4w_{salt}^3 + c_5T + c_6T^2 + c_7T^3 + c_8w_{salt}T + c_9w_{salt}^2T + c_{10}w_{salt}T^2)$$

Dove si indica con w_s la frazione di massa del sale disciolto, T la temperatura e s_{sw} e s_w l'entalpia dell'acqua marina e pura rispettivamente. Per il calcolo dell'entalpia dell'acqua pura si utilizza la seguente equazione:

$$\text{Equazione 23} \quad s_w = 0,1543 + 15,383 * T - 2,996 * 10^{-2} * T^2 + 8,193 * 10^{-5} * T^3 - 1,37 * 10^{-7} * T^4$$

Mentre le costanti c sono così definite:

$$\begin{array}{llll} c_1 = & -423,1 & c_2 = & 14630 & c_3 = & -98800 & c_4 = & 309500 \\ c_5 = & 25,62 & c_6 = & -0,1443 & c_7 = & 0,0005879 & c_8 = & -61,11 \\ c_9 = & 80,41 & c_{10} = & 0,3035 & & & & \end{array}$$

FRAZIONE molare

La frazione molare è il rapporto molare di una sostanza con la miscela nella quale è disciolta. Nel caso in esame si applicherà la formulazione legata esclusivamente alla concentrazione del cloruro di sodio, vista la sua concentrazione rispetto gli altri composti disciolti nella soluzione marina. Quindi si definisce frazione molare x :

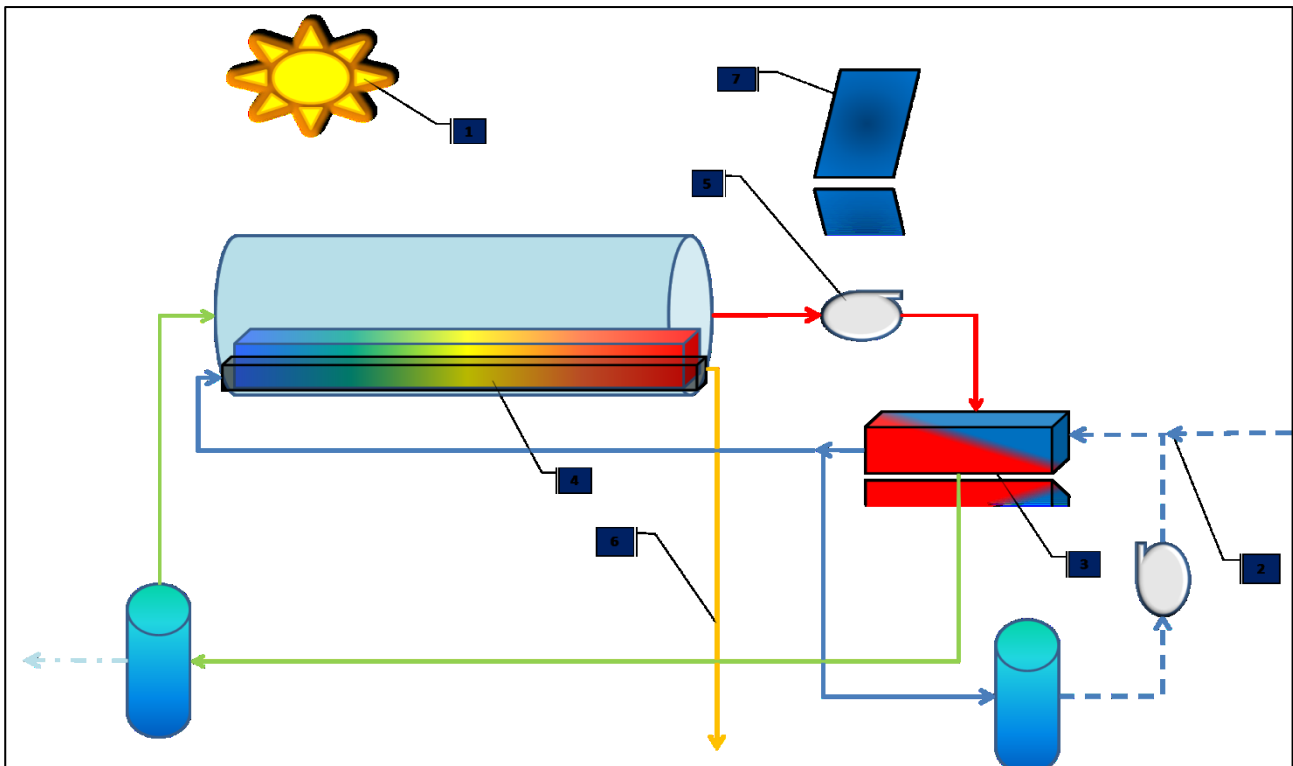
$$\text{Equazione 24} \quad x = \frac{\left(\frac{w_s * 1000}{MM_{NaCl}}\right)}{n_w}$$

Con MM_{NaCl} la massa molecolare del cloruro di sodio ed n_w il numero di moli dell'acqua.

EXERGIA PARTICOLARE

Nel paragrafo precedente sono stati descritti i passaggi per calcolare l'efficienza exergetica dell'intero sistema di depurazione. Molto più utile risulta essere analizzare i vari componenti che compongono il sistema generale. Il calcolo dell'efficienza nei vari punti del sistema permette di analizzare, quindi, il lavoro e le interazioni termiche, il rapporto della diminuzione exergetica, il rapporto delle irreversibilità, l'efficienza energetica ed exergetica [2, 43, 44, 45].

Si riporta di seguito (vedi Schema 1) lo schema a blocchi dell'impianto di depurazione solare studiato e di come può essere suddiviso il sistema di depurazione, per poi passare a definire le equazioni che stanno alla base del calcolo exergetico per ogni singolo blocco.



Schema 1 – Schema a blocchi del sistema di depurazione. Con: 1) dead state, 2) ricircolo acqua di raffreddamento, 3) scambiatore di calore a pacco alettato, 4) vasca di evaporazione, 5) ventola aria, 6) acqua ipersalina, 7) pannello fotovoltaico

6.1.1.1. Dead state

S'intende per dead state lo stato di riferimento, dal quale si calcola la variazione del sistema stesso rispetto lo stato di riferimento. La radiazione solare nel caso specifico è l'unico ingresso di energia nel sistema, sia sotto forma di radiazione diretta per l'evaporazione dell'acqua che come radiazione indiretta per alimentare il pannello fotovoltaico.

L'analisi dei dati nel "blocco 1" prevede come dead state la radiazione totale esterna, registrata con radiometro (W/m^2), e la temperatura dell'atmosfera registrata a 1,5 m dal suolo ($^{\circ}C$). Per quanto riguarda l'acqua da trattare si è preso come dead state la temperatura e la salinità dell'acqua di mare, mantenuti costanti durante tutto l'arco del giorno.

In questo blocco del calcolo si sono applicate l'Equazione 15 per quanto riguarda la radiazione solare e l'Equazione 13 e

Equazione 14 per l'acqua da trattare.

Per definizione i risultati sono pari a 0 come flusso exergetico, in quanto rappresentano il dead state.

6.1.1.2. Ricircolo acqua di raffreddamento

Il sistema, come già descritto nei capitoli precedenti, presenta un intake dell'acqua di mare che viene fatta ricircolare, con l'uso di una pompa idraulica, all'interno del "blocco 3". Durante la sperimentazione oggetto di discussione si è realizzato un circuito chiuso di acqua salata marina con solamente una funzione di scambio termico. Quindi non vi è una modifica exergetica derivante dalla variazione chimica della sostanza, ma solamente uno scostamento di tipo termico rispetto il dead state, ricavando la seguente Equazione 25:

Equazione 25
$$Ex = Ex_{ph} + Ex_{ch}$$

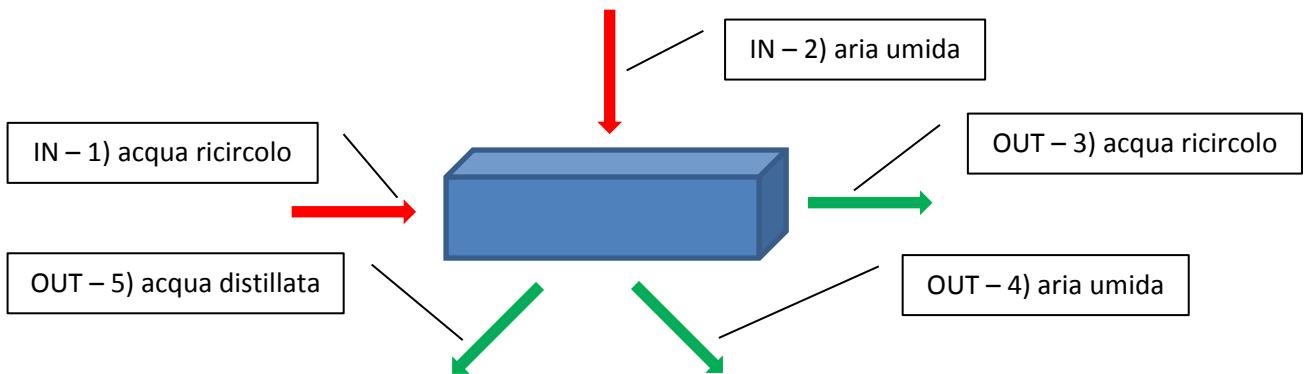
Con $Ex_{ch} = 0$ e $\psi_{sw,ph,x} = m_w cp (T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0})$ nell'arco dell'intero periodo sperimentale. L'efficienza del blocco 2 quindi può essere sintetizzata secondo quanto segue:

Equazione 26
$$\eta_{ex,blocco2} = \frac{\sum \dot{m} Ex_{out}}{\sum \dot{m} Ex_{in}} = \frac{\sum \psi_{sw,ph,out}}{\sum \psi_{sw,ph,in} + \sum \psi_{pump}}$$

6.1.1.3. Scambiatore di calore a pacco alettato

In questo caso risulta più complessa la gestione del calcolo exergetico. Osservando lo

Schema 2 si possono notare gli ingressi e le uscite del sistema di scambiatore di calore a pacco alettato. Per semplicità di calcolo non si sono prese in considerazioni le dispersioni termiche dello scambiatore termico verso l'esterno.



Schema 2 – schema concettuale degli ingressi e uscite del blocco 3 del sistema depurativo

INGRESSI

1. ACQUA DI RICIRCOLO – è l'acqua marina che viene fatta ricircolare (paragrafo 6.1.1.2), quindi chimicamente con $x=x_0$ e fisicamente $T \neq T_0$ utilizzando l'Equazione 13.
2. ARIA UMIDA – l'aria che entra all'interno del blocco 3 è quella che viene surriscaldata e arricchita di vapore acqueo all'interno del blocco 4, successivamente descritto. La portata in ingresso è data dalla spinta del ventilatore impiegato, che verrà successivamente descritto nel blocco 5. Quest'aria ricca di vapore risulta avere sia $x \neq x_0$ e $T \neq T_0$ rispetto il dead state di riferimento, che in questo caso è l'aria esterna al sistema (condizioni climatiche). Dal punto di vista termico si devono introdurre una serie di equazioni legate all'exergia dell'aria [46]. In particolare si può applicare la seguente Equazione 27:

Equazione 27

$$\psi_{air,in} = Qm_{air,in} (Cp_{air,dry} + \omega Cp_{vap}) T_0 \left[\left(\frac{T}{T_0} \right) - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + (1 + 1,6078\omega) RT_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) + RT_0 \left\{ \frac{(1 + 1,6078\omega) \ln(1 + 1,6078\omega_0)}{(1 + 1,6078\omega) + 1,6078\omega \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)} \right\}$$

Con

Equazione 28

$$\omega = 0,622 \frac{RH p_{vap,sat}}{p_{atm} - RH p_{vap,sat}}$$

E con

Equazione 29

$$P_{vap,sat} = 1000 e^{16,6536 - \left(\frac{4030,183}{t_{air} + 235} \right)}$$

E con

Equazione 30

$$Qm_{air,in} = v_{air,in} * \rho_{air,in}$$

Ricavabili attraverso le equazioni:

Equazione 31

$$\rho_{air,dry} = \frac{P_{atm}}{286,9 * T_{air,in}}$$

E

Equazione 32

$$\rho_{air,wet} = \frac{\rho_{air,dry} (1 + RH_{air,in})}{(1 + 1,609 RH_{air,in})}$$

Dove s'intende con $\psi_{air,in}$ il flusso exergetico riferito all'aria umida entrante nel sistema, con $Qm_{air,in}$ la portata massica in ingresso dell'aria. $Cp_{air,dry}$ e Cp_{vap} sono i calori specifici dell'aria secca e del vapore rispettivamente. ω e ω_0 sono il rapporto specifico dell'umidità rispettivamente dell'aria interna al sistema e quella atmosferica esterna al sistema stesso. Lo stesso discorso vale per T e T_0 e P e P_0 corrispondenti rispettivamente alle temperature dell'aria e la pressione specifica dell'aria in ingresso al pacco alettato e esterni al sistema. R è la costante universale dei gas (uguale a 8,314472 J/mol K) e RH l'umidità relativa riferita a quella temperatura. In fine s'intende con ρ_{air} la densità dell'aria in ingresso ad una determinata umidità e temperatura.

Per la parte dell'exergia chimica dell'aria umida si devono, invece, considerare le frazioni molari dell'aria del sistema che si trova discostato rispetto lo stato ambientale esterno. Per ricavare l'exergia chimica ci si rifà all'Equazione 14, ricavando la frazione molare attraverso i seguenti passaggi, considerando per semplificazione che essa sia composta solo da azoto (N_2) e ossigeno (O_2):

Equazione 33

$$\chi = \frac{n_w}{n_{air} + n_w}$$

Con il numero di moli della frazione acquosa paria a:

Equazione 34

$$Qm_{air,wet,in} = v_{air,in} * \omega$$

Equazione 35

$$n_{H2O} = \frac{Qm_{wat} * 1000}{MM_w}$$

Per la frazione dell'aria secca:

Equazione 36

$$Qm_{air,in} = v_{air,in} * \rho_{air,dry}$$

Equazione 37

$$n_{air,0} = \frac{Qm_{air,dry} * 1000}{MM_{N2} * 0,78 + MM_{O2} * 0,22}$$

Dove **n** è il numero di moli del componente analizzato, **MM** la massa molecolare del componente stesso. Con **Qm** la portata massica del componente, **v** la velocità del flusso e **ω** e **ρ** rispettivamente il rapporto specifico dell'umidità e la densità dell'aria.

USCITE

3. ACQUA DI RICIRCOLO – è l'acqua in uscita dallo scambiatore di calore a pacco alettato, la quale ha acquisito energia dal punto di vista termico, senza variazioni di concentrazione chimica. Quindi si ha $x=x_0$ e $T \neq T_0$ utilizzando l'Equazione 13.
4. ARIA UMIDA – è l'aria che fuoriesce dal pacco alettato, la quale ha perso una frazione di acqua (condensata) a causa dell'abbassamento di temperatura derivante dal passaggio attraverso lo scambiatore di calore. Quest'aria per definizione, si veda diagramma di Carrier [47], dopo una condensazione esce con una RH pari al 100%. All'uscita si utilizza quindi l'Equazione 14, per la parte confacente le concentrazioni e l'Equazione 28 dal punto di vista termico.
5. ACQUA DISTILLATA - è l'acqua allo stato liquido derivante dalla condensazione del vapore che avviene all'interno del pacco alettato. Tale acqua viene raccolta e immagazzinata, costituendo il prodotto del sistema. In questo caso si utilizzerà, per calcolarne l'exergia, l'Equazione 13 e l'Equazione 14 rispettivamente per la componente termica e chimica.

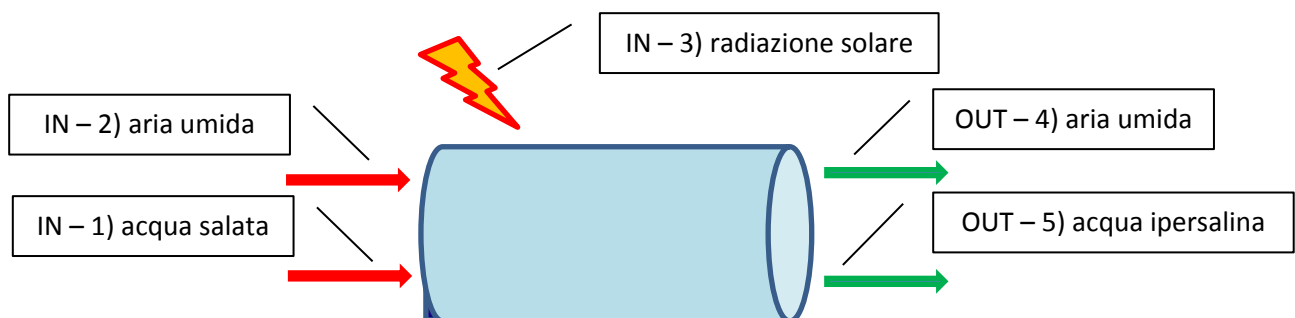
Il calcolo generale dell'efficienza per il blocco 3 può così essere riassunto:

Equazione 38

$$\eta_{ex,blocco3} = \frac{\sum \dot{m} Ex_{out}}{\sum \dot{m} Ex_{in}} = \frac{\sum \psi_3 + \sum \psi_4 + \sum \psi_5}{\sum \psi_1 + \sum \psi_2}$$

6.1.1.4. Vasca di evaporazione

In questo blocco si ha l'evaporazione dell'acqua salata attraverso l'ingresso della radiazione solare diretta. All'interno della camera si ha una commistione aria e vapore che man mano viene aspirato attraverso l'uso di una ventola (si veda blocco 5). Diversi autori sono concordi che il punto con la maggior inefficienza sia legato al collettore solare, che in questo caso è la vasca di colore nero. Per semplicità si riporta uno schema che evidenzia gli ingressi e le uscite energetiche del blocco 4 (Schema 3):



Schema 3 - schema concettuale degli ingressi e uscite del blocco 4 del sistema depurativo

INGRESSI

1. ACQUA SALATA – è l'acqua marina che viene fatta entrare all'interno della vasca surriscaldata. Tale acqua è una frazione di quella in uscita dal pacco alettato del blocco 3 del sistema generale di depurazione. Tale acqua salata, quindi, chimicamente non presenta

variazioni rispetto il dead state ($x=x_0$), mentre termicamente è uguale alla temperatura di uscita dal pacco alettato con $T \neq T_0$. In questo punto si utilizzerà esclusivamente l'Equazione 13.

2. ARIA UMIDA – l'aria che entra all'interno del blocco 4 è quella che viene deumidificata nel blocco 3, sopradescritto. Essa presenta un'umidità relativa del 100% ad una temperatura determinata da ciò che accade nel blocco 3. Si avrà quindi $x \neq x_0$ e $T \neq T_0$, applicando rispettivamente l'Equazione 14 e l'Equazione 27.
3. RADIAZIONE SOLARE – la radiazione del Sole entra attraverso la copertura trasparente della serra e viene in parte assorbita dallo strato nero della vasca contenente l'acqua salata da trattare. Qui si hanno le maggiori dispersioni a causa della rifrazione dei raggi solari e delle dispersioni di calore in tutte le direzioni. Tali dispersioni sono attenuate grazie alla realizzazione di uno strato di isolante termico tutt'intorno alla vasca di contenimento. L'efficienza exergetica del collettore è il rapporto fra l'exergia della radiazione entrante e l'incremento in exergia dell'acqua fra l'ingresso e l'uscita [48]. L'energia dalla radiazione solare incidente sulla vasca si ricava applicando l'Equazione 16. Mentre l'exergia termica prodotta viene normalmente calcolata applicando la seguente equazione [10]:

Equazione 39
$$\psi_{useful} = m_w c p_w \left[(T_{w,out} - T_{w,in}) - T_0 \left(\ln \frac{T_{w,out}}{T_{w,in}} \right) \right]$$

L'Equazione 39 si applica normalmente nei casi dei collettori solari termici, in cui il fluido non subisce cambiamenti di fase. Nel caso in esame, invece abbiamo che una parte del fluido in ingresso viene perso sotto forma di vapore, diminuendo la massa del fluido in uscita e allo stesso tempo modificandone la sua concentrazione. In questo caso quindi non è possibile, se non con difficili interazioni, ricavare l'efficienza del singolo componente. Risulta più comodo analizzare le situazioni al contorno (ingressi e uscite) e quindi ricavarne un valore di efficienza approssimato.

USCITE

4. ARIA UMIDA – è il volume d'aria che ha assorbito una massa di vapore derivante dall'evaporazione dell'acqua sul fondo della vasca e allo stesso tempo ha aumentato la sua temperatura. In questo caso abbiamo una variazione delle concentrazioni dei vari componenti ($x \neq x_0$), calcolabile attraverso l'Equazione 14, e delle temperature $T \neq T_0$, calcolabile attraverso l'Equazione 27.
5. ACQUA IPERSALINA – l'uscita di acqua ipersalina, come già affermato, è la parte concentrata della soluzione in ingresso. Tale concentrazione all'interno della vasca ad evaporazione aumenta man mano, in quanto il solvente con la radiazione termica della vasca volatilizza. All'uscita della vasca si avrà una nuova soluzione particolarmente calda e concentrata, che presenta valori exergetici maggiori rispetto alla soluzione in ingresso. Anche in questo caso si utilizzano l'Equazione 13 e l'Equazione 14, trattandosi di liquido.

In conclusione si può affermare che l'efficienza exergetica del blocco 4 è descrivibile secondo la seguente Equazione 40.

Equazione 40
$$\eta_{ex,blocco4} = \frac{\sum \dot{m} Ex_{out}}{\sum \dot{m} Ex_{in}} = \frac{\sum \psi_4 + \sum \psi_5}{\sum \psi_1 + \sum \psi_2 + \sum \psi_3}$$

6.1.1.5. Ventola dell'aria

La ventola è necessaria per far spostare il vapore che si viene a formare all'interno del blocco 4 all'interno del blocco 3. Quest'operazione si rende necessaria affinché il processo possa essere accelerato e per motivi costruttivi. Infatti non si avrebbe una diffusione del vapore verso il blocco 3, posto nel prototipo realizzato e testato sotto al blocco 4, e non si avrebbe un flusso ($\Psi_{air,in}$) sufficiente per garantire una buona efficienza termodinamica all'intero sistema.

La ventola utilizzata è alimentata con corrente continua prodotta da un pannello fotovoltaico (vedi blocco 7). L'exergia in questo caso coincide con la potenza assorbita dalla ventola stessa, quindi:

Equazione 41 $Ex_{work} = \dot{W}$

Mentre l'efficienza di una ventola si calcola secondo l'Equazione 42 proposta da Kalogirou [49]:

Equazione 42 $\eta_{fan} = \frac{\dot{m}_{air}(\psi_{air,out} - \psi_{air,in})}{\dot{W}_{fan}}$

Con

Equazione 43 $\dot{W}_{fan} = \dot{m}_{air} \left[(h_{air,out} - h_{air,in}) + \frac{v^2}{2} \right]$

Dove \dot{W} è la potenza elettrica impiegata dalla ventola, \dot{m} è la massa dell'aria nell'unità di tempo, ψ si indicano i flussi exergetici e con h le entalpie del sistema. In fine si indica con v la velocità dell'aria in uscita dal ventilatore.

6.1.1.6. Acqua ipersalina

Si definisce l'acqua ipersalina la soluzione inquinata iniziale alla quale viene tolto parte del solvente, concentrandone i soluti in essa disciolti. Tale soluzione presenta temperature e concentrazioni differenti dalla soluzione iniziale, comportando un salto exergetico rispetto il dead state di riferimento ($T \neq T_0$ e $x \neq x_0$).

In questo caso si calcola lo scostamento exergetico attraverso l'uso dell'Equazione 13 e l'Equazione 14.

6.1.1.7. Pannello Fotovoltaico

L'energia elettrica prodotta da un pannello fotovoltaico non è affetta dalle condizioni climatiche al contorno [50, 51]. La potenza elettrica prodotta è equivalente al lavoro prodotto, dipendendo esclusivamente dall'efficienza di ogni singola cella. Quindi si può usufruire della seguente equazione:

Equazione 44 $Ex_{pv} = \eta_{pv} I$

5.4. Risultati

Il calcolo del modello exergetico applicato alle serre solari, così come descritto nei paragrafi precedenti, è stato suddiviso in due macro-modelli. Il primo analizza l'efficienza exergetica dell'intero sistema e il secondo che ne analizza ogni singolo passaggio delle componenti della serra.

Si sono presi i dati registrati durante la campagna del 2012, svoltasi presso i laboratori di Scienze dei Materiali dell'Università Ca' Foscari di Venezia (45°28'N, 12°15'E). I dati ambientali, quali radiazione e temperatura esterna, sono stati presi dalla stazione meteorologica dell'Università IUAV, presente nelle immediate vicinanze. La serra solare che è stata realizzata è riportata nella Figura 8.



Figura 8 – Immagini della serra solare installata presso i laboratori di scienze dei materiali dell’Università Ca’ Foscari di Venezia, utilizzata per la validazione del modello exergetico

EXERGIA GENERALE - RISULTATI

Per l’applicazione dell’Equazione 19, sono state rilevate una serie di variabili con l’impiego di diversi sensori collocati all’interno del prototipo della serra solare, con cadenza ogni minuto. Si è quindi proceduto ad individuare una giornata tipo (in particolare il 28/08/2012), in cui calcolare l’efficienza di sistema nella sua globalità. Si riporta qui di seguito il risultato del modello di calcolo exergetico del sistema (vedi Grafico 6). Si osserva che nella prima parte della giornata, in fase di surriscaldamento del sistema, la produzione di acqua di stillata è pari a zero e quindi anche l’efficienza del sistema risulta nulla. Nel corso della seconda mattinata l’efficienza aumenta fino ad picco massimo alle ore 16.21 con 9.547 %, per poi calare nuovamente.

Si riscontra un’efficienza dell’intero sistema nell’arco del periodo di sperimentazione pari a $\eta_{tot}=5.209\%$.

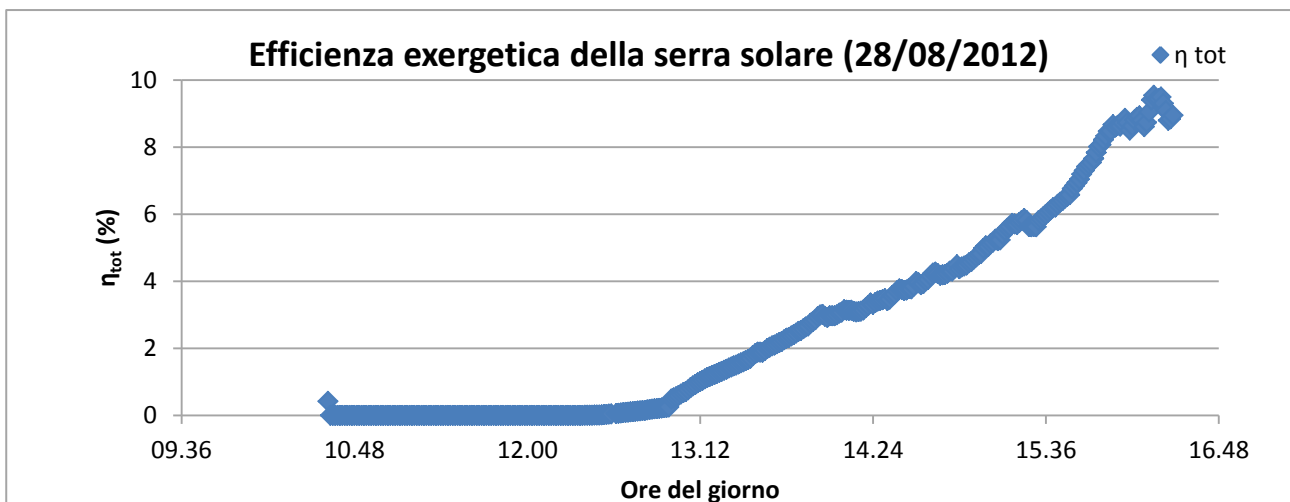


Grafico 6 – Andamento dell’efficienza exergetica del prototipo analizzato durante la giornata del 28/08/2012

EXERGIA PARTICOLARE - RISULTATI

Come descritto nei capitoli precedenti, si procederà qui di seguito a descrivere il comportamento exergetico del prototipo testato, analizzandone ogni singolo componente. Lo scopo di quest’analisi dettagliata è quella di comprendere quale sia il punto con la maggiore perdita di efficienza exergetica, in modo da direzionare gli interventi per un’ottimizzazione dell’intero sistema.

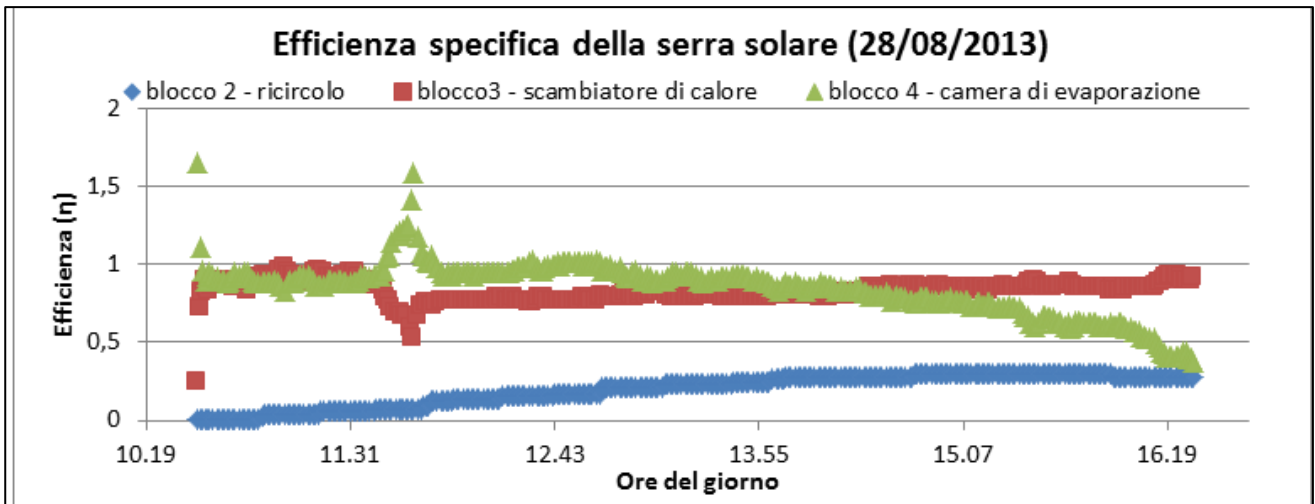


Grafico 7 – Andamento dell’efficienza per ogni blocco analizzato della serra solare nell’arco del periodo di test (28/08/2013)

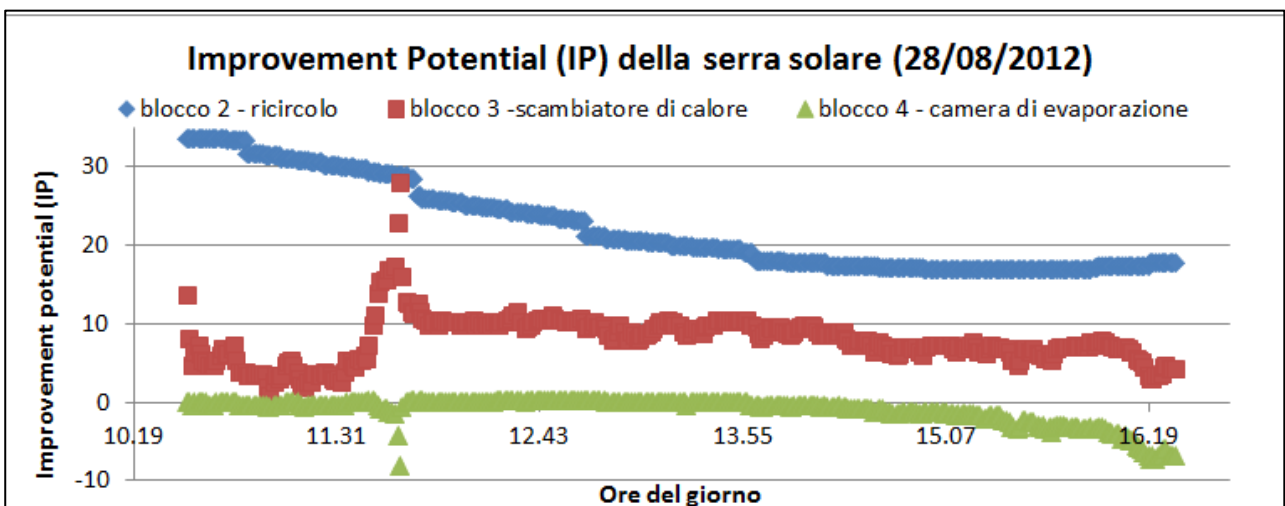


Grafico 8 – Andamento dell’Improvement Potential (IP) per ogni blocco analizzato della serra solare nell’arco del periodo di test (28/08/2012)

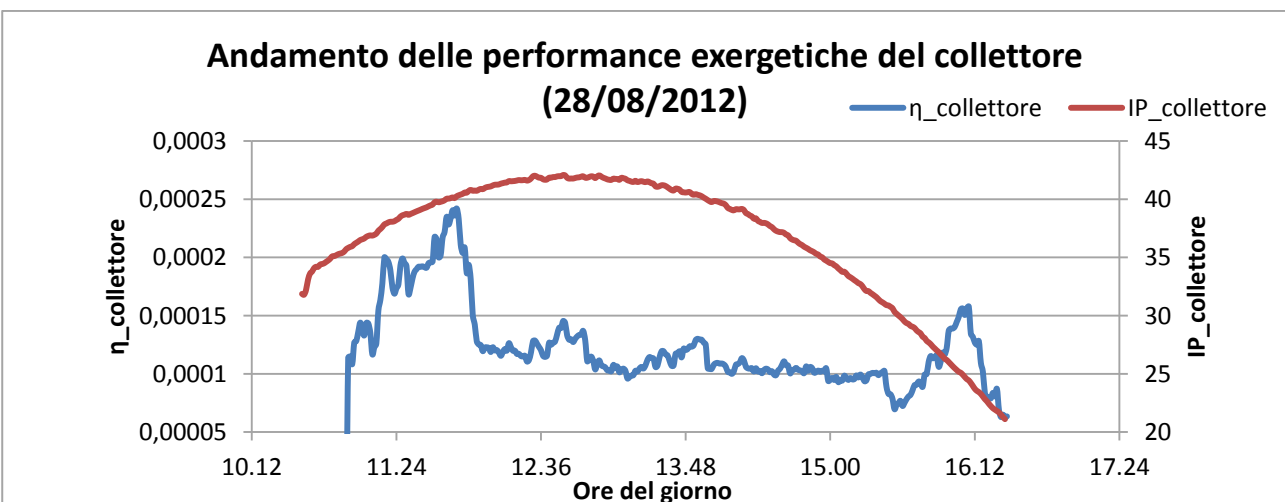


Grafico 9 – Andamento dell’efficienza e dell’Improvement Potential (IP) del collettore della serra solare nell’arco del periodo di test (28/08/2012)

Si osserva nel Grafico 7 come si registrino delle differenze di efficienza dei diversi blocchi. Quello più efficienti sono la camera di evaporazione e lo scambiatore di calore, rispettivamente, mentre

risulta avere una bassa performance il blocco 2, o sistema di ricircolo, visto il consumo della pompa dell'acqua necessaria a far circolare l'acqua nello scambiatore di calore. Il trend viene confermato dal Grafico 8, dell' Improvement Potential, il quale indica i punti di maggiore perdita energetica.

Si è voluto tenere separati i trend del collettore solare, in quanto presentano dei trend differenti rispetto a quelli descritti precedentemente (si veda Grafico 9). In primis si osserva come l'efficienza sia particolarmente bassa, risultando negativa nelle prime ore di attività della serra solare, in quanto vi è l'inerzia termica che porta l'acqua a non evaporare e il surriscaldamento risulta particolarmente limitato (derivante dalla disposizione dei sensori). L'Improvement Potential risulta avere un suo massimo intorno alle ore 13.00, indicando come il collettore non assorba e trasferisca alla massa d'acqua molta radiazione solare. Qui risiede la principale perdita di efficienza del sistema e che quindi merita una particolare attenzione.

5.5. Conclusioni

Il modello exergetico proposto risulta esser un ottimo strumento per comprendere le perdite energetiche delle serre solari. Attraverso il suo calcolo è stato possibile comprendere quali siano i due elementi di maggiore criticità all'interno del sistema, quale il collettore solare e il circuito di ricircolo. Se il secondo è legato strettamente al consumo energetico della pompa idraulica, necessaria alla movimentazione dell'acqua di raffreddamento, il primo presenta delle problematiche di tipo costruttivo e allo stesso tempo intrinseche. Il modello exergetico dimostra come vi sia una scarsa capacità da parte del collettore solare di assorbire e quindi rilasciare la radiazione solare incidente, focalizzando l'attenzione sui materiali con cui è realizzato e le vernici assorbenti utilizzate. Da questa analisi si è compreso come la vernice nera di tipo epossidico (usata nel prototipo testato) non sia affatto ottimale per le applicazioni delle serre solari, in quanto va realizzare una patina, termicamente isolante. Si è osservato come la camera evaporativa e lo scambiatore di calore, d'altro canto, presentano buone performance con scarsi decadimenti energetici. Tutti questi valori risultano in linea con le pubblicazioni di settore, confermando quanto affermato da diversi autori e validando il modello exergetico qui proposto.

Risulta di particolare rilievo, l'introduzione nel calcolo exergetico della componente chimica, normalmente non computata nei lavori di settore. Essa ha permesso di mantenere elevata l'efficienza exergetica totale, $\eta=5.209\%$ rispetto ad una media del 5%, nonostante la produzione di acqua distillata risultasse inferiore rispetto altre pubblicazioni. Si ritiene che il computo della componente chimica, oltre a quella termica, sia di primaria importanza per modellare correttamente questo tipo di desalinizzatori solari, rischiando altrimenti di perdere informazioni utili.

5.6. Bibliografia

1. Dinger I, Rossen M.A. Exergy, energy environment and sustainable development. *Elsevier*, 2007. 1-454.
2. Dincer I, Hussain MM, Al-Zaharnah I. Energy and exergy use in public and private sector of Saudi Arabia. *Energy Policy* 2004;32(141):1615–24
3. Szargut J. Exergy method: technical and ecological applications. Southampton, Boston: WIT Press; 2005
4. Kilkis IB. Utilization of wind energy in space heating and cooling with hybrid. *Energy Buildings* 1999;30:147–53
5. Hepbasli A. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008;12(3):593–661
6. Di Pippo R. Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics* 2004;33:565–86
7. Van Gool W. Energy policy: fairy tales and factualities. In: Soares ODD, Martins da Cruz A, Costa Pereira G, Soares IMRT, Reis AJPS, editors. Innovation and technology-strategies and policies. Dordrecht: Kluwer; 1997. p. 93–105

8. Dincer I. The role of exergy in energy policy making. *Energy Policy* 2002;30:137–49
9. Koroneos C, Spachos T, Moussiopoulos N. Exergy analysis of renewable energy sources. *Renew Energy* 2003;28:295–310
10. Singh N, Kayshik SC, Misra RD. Exergetic analysis of a solar thermal power system. *Renew Energy* 2000;19(1&2):135–43
11. Bettagli N, Bidini G. Larderello-Farinello-Valle Secolo Geothermal Area: exergy analysis of the transportation network and of the electric power plants. *Geothermics* 1996;25(1):3–16
12. Xiaowu W, Ben H. Exergy analysis of domestic-scale solar water heaters. *Renew Sustain Energy Rev* 2005;9:638–45
13. Tsaros TL, Gaggioli RA, Domanski PA. Exergy analysis of heat pumps. *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, No. Part 2 1987; 1781–91
14. Bilgen E, Takahashi H. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. *Exergy Int J* 2002;2(4):259–65
15. Ma G, Li X. Exergetic behaviour for an air-source heat pump system with economizer coupled with scroll compressor. In: *CD-Proceedings of the international green energy conference, Waterloo, Ontario, Canada, Paper No. IGEC-1-132, 12–16 June 2005*
16. Pridasawas W, Lundqvist P. An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system. *Sol Energy*, 2004;76:369–79
17. Izquierdo M, Vega MD, Lcuona A, Rodriguez P. Compressors driven by thermal solar energy: entropy generated, exergy destroyed and exergetic efficiency. *Sol Energy* 2002;72(4):363–75
18. Petela R. Exergy analysis of the solar cylindrical-parabolic cooker. *Sol Energy* 2005;79:221–33
19. Jeter SM. Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation. *Sol Energy* 1981;26(3):231–6
20. Garcia-Rodriguez L, Gomez-Camacho C. Exergy analysis of the SOL-14 plant (Plataforma Solar de Almeria, Spain). *Desalination* 2001;137:251–8.
21. Singh N, Kayshik SC, Misra RD. Exergetic analysis of a solar thermal power system. *Renew Energy* 2000;19(1&2):135–43.
22. Pons M, Meunier F, Cacciola G, Critoph RE, Groll M, Puigjaner L, et al. Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping. *Int J Refrig* 1999;22:5–17
23. Ozgener O, Ozgener L. Exergy and reliability analysis of wind turbine systems: a case study. *Renew Sustain Energy Rev* 2006, in press, doi:10.1016/j.rser.2006.03.004
24. Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Thermo-mechanical exergy analysis of Balçova geothermal district heating system in Izmir, Turkey. *ASME—J Energy Resour Technol* 2004;126:293–301.
25. Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Energy and exergy analysis of the Gonen geothermal district heating system in Turkey. *Geothermics* 2005;34(5):632–45.
26. Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Investigation of the energetic and exergetic performance of the Gonen geothermal district heating system. *Proc Inst Mech Eng A J Power Energy* 2006;220(7):671–9.
27. Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I, Rosen MA. Exergoeconomic modeling of geothermal district heating systems for building applications. In: *Building simulation, Montreal, Canada, 15–18 August 2005*.
28. Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. Thermodynamic analysis of a geothermal district heating system. *Int J Exergy* 2005;2(3):231–45
29. Hepbasli A, Akdemir O. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Convers Manage* 2004; 45:737–53.
30. Ozgener O, Hepbasli A. A parametrical study on the energetic and exergetic assessment of a solar assisted vertical ground-source heat pump system used for heating a greenhouse. *Build Environ* 2006, in press, doi:10.1016/j. 2007;42(1):11–24.
31. Di Pippo R. Small geothermal power plants: design, performance and economics. *GHC Bull* 1999; June: 1–8
32. Di Pippo R. Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids. *Geothermics* 2004;33:565–86
33. Yildirim ED, Gokcen G. Exergy analysis and performance evaluation of Kizildere geothermal power plant, Turkey. *Int J Exergy* 2004;1(3):316–33

34. Setiawan B. Exergy analysis and performance evaluation of Salak geothermal power plant, Indonesia, Project Report, No: GEOTHERM 96.24, Geothermal Institute, The University of Auckland, New Zealand, 1996.
35. Bilgen S, Kaygusuz K, Sari A. Second law analysis of various types of coal and woody biomass in Turkey. *Energy Sources* 2004;26:1083–94
36. Tiwari GN, Dimri V, Chel A. Parametric study of an active and passive solar distillation system: Energy and exergy analysis. *Desalination*. 2009;242(1-3):1–18
37. Kianifar A, Zeinali Heris S, Mahian O. Exergy and economic analysis of a pyramid-shaped solar water purification system: Active and passive cases. *Energy*. 2012;38(1):31–36
38. Sharqawy MH, Lienhard V JH, Zubair SM. On exergy calculations of seawater with applications in desalination systems. *International Journal of Thermal Sciences*. 2011;50(2):187–196.
39. Sharqawy MH, Lienhard V JH, Zubair SM. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data, *Desalination and Water Treatment* 16 (2010) 354 -380
40. International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS Formulation for the Thermodynamic Properties of Seawater (2008)
41. International Association for the Properties of Water and Steam, Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use (1996)
42. Petela R. Exergy of undiluted thermal radiation, *Solar Energy* 74 (2003) 469-488.
43. Balkan F, Colak N, Hepbasli A. Performance evaluation of a triple effect evaporator with forward feed using exergy analysis. *Int J Energy Res* 2005;29:455–70
44. Cornelissen RL. Thermodynamics and sustainable development: the use of exergy analysis and the reduction of irreversibility. PhD thesis, University of Twente, The Netherlands; 1997
45. Wall G. Exergy tools. *Proc Inst Mech Eng* 2003:125–36
46. Wepfer WJ, Gaggioli RA, Obert EF. Proper evaluation of available energy for HVAC. *ASHRAE Trans* 1979;85(1):214–30
47. Perry R.; Green D.W.. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8^a ed., McGraw-Hill, 2007. ISBN 0071422943
48. Ozturk HH. Experimental determination of energy and exergy efficiency of the solar parabolic-cooker. *Sol energy* 2004;77:67–71
49. Kalogirou SA. Solar thermal collectors and applications. *Progr Energy Combust Sci* 2004;30:231–95
50. Fujisawa T, Tani T. Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector. *Sol Energy Mater Sol Cells* 1997;47:135–48.
51. Saitoh H, Hamada Y, Kubota H, Nakamura M, Ochifuji K, Yokoyama S, et al. Field experiments and analyses on a hybrid solar collector. *Appl Therm Eng* 2003;23:2089–105.
52. B.F. Dodge, *Thermodynamics of some desalting processes*, *Adv. Chemistry Ser.* 27 (1960) 7–20
53. Cerci Y. The minimum work requirement for distillation processes. *Exergy, An International Journal*. 2002;2(1):15–23.
54. Kumar S, Tiwari GN. Analytical expression for instantaneous exergy efficiency of a shallow basin passive solar still. *International Journal of Thermal Sciences*. 2011;50(12):2543–2549.
55. Howe E.D., Tleimat B.W.. Twenty years of work on solar distillation at the University of California, *Solar Energy* 16 (No. 2) (1974) 97-105
56. Saidur R, Masjuki HH, Jamaluddin MY. An application of energy and exergy analysis in residential sector of Malaysia. *Energy Policy* 2007;35(2): 1050–63.
57. Saidur R, Ahamed JU, Masjuki HH. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers. *Energy Policy* 2010;38(5):2188–97.
58. Saidur R, Khaliq AHA, Masjuki HH. Analysis of energy and exergy use for process heating in the industrial sector of Malaysia. *International Journal of Exergy* 2006;3(2):119–49.
59. Hacıhafızoglu O. Energy–exergy analysis of gas turbine cycle in a combined cycle power plant. *Energy Education Science and Technology-Part A* 2011;27(1):123–38.
60. Masjuki HH, Kalam MA, Syazly M, Mahlia TMI, Rahman AH, Redzuan M, et al. Experimental evaluation of an unmodified diesel engine using biodiesel with fuel additive. In: *IFOST 2006: 1st international forum on strategic technology, proceedings*. 2006. p. 96–9.

61. Mohammadnejad M, Ghazvini M, Javadi FS, Saidur R. Estimating the exergy efficiency of engine using nanolubricants. *Energy Education Science and Technology A: Energy Science and Research* 2011;27(2):447–54.
62. Joshi AS, Tiwari A. Energy and exergy efficiencies of a hybrid photovoltaic–thermal (PV/T) air collector. *Renewable Energy* 2007;32:2223–41.
63. Chow, T. T., et al. (2009). "Energy and exergy analysis of photovoltaic–thermal collector with and without glass cover." *Applied Energy* 86(3): 310-316.
64. Saitoh H, Hamada Y, Kubota H, Nakamura M, Ochifuji K, Yokoyama S, et al. Field experiments and analyses on a hybrid solar collector. *Applied Thermal Engineering* 2003;23:2089–105.
65. Fujisawa T, Tani T. Annual exergy evaluation on photovoltaic–thermal hybrid collector. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 1997;47:135–48.
66. Sarhaddi F, Farahat S, Ajam H, Behzadmehr A. Exergetic performance assessment of a solar photovoltaic thermal (PV/T) air collector. *Energy and Buildings* 2010;42:2184–99.
67. Wong KFV. *Thermodynamics for engineers*. University of Miami/CRC Press LLC; 2000.
68. Bosonac M, Sorensen B, Katic I, Sorensen H, Nielsen B, Badran J. Photovoltaic/thermal solar collector and their potential in Denmark; 2003:28.
69. Nayak S, Tiwari GN. Theoretical performance assessment of an integrated photovoltaic and earth air heat exchanger greenhouse using energy and exergy analysis methods. *Energy and Buildings* 2009;41(8):888–96.
70. Nayak S, Tiwari GN. Energy and exergy analysis of photovoltaic/thermal integrated with a solar greenhouse. *Energy and Buildings* 2008;40:2015–21.
71. Farahat S, Sarhaddi F, Ajam H. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renewable Energy* 2009;34:1169–74.
72. Ajam H, Farahat S, Sarhaddi F. Exergetic optimization of solar air heaters and comparison with energy analysis. *International Journal of Thermodynamics* 2005;8(4):183–90.
73. Gunerhan H, Hepbasli A. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. *Energy and Buildings* 2007;39(5):509–16.
74. Akpınar EK, Kocyigit F. Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates. *Applied Energy* 2010;87(11):3438–50.
75. Banat F, Jwaied N. Exergy analysis of desalination by solar-powered membrane distillation units. *Desalination* 2008;230:27–40.
76. Kahraman N, Cengel YA, Wood B, Cerci Y. Exergy analysis of a combined RO, NF, and EDR desalination plant. *Desalination* 2004; 171:217–32.
77. Onan C, Ozkan DB, Erdem S. Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications. *Energy* 2010;35: 5277–85.
78. Cerci, Y. (2002). Exergy analysis of a reverse osmosis desalination plant in California. *Desalination* 142(3): 257-266.
79. Sow O, Siroux M, Desmet B. Energetic and exergetic analysis of a triple-effect distiller driven by solar energy. *Desalination*. 2005;174(3):277–286.
80. Nafey, A. S., et al. (2006). "Exergy and thermoeconomic evaluation of MSF process using a new visual package." *Desalination* 201(1–3): 224-240.
81. Hamed O a., Zamamiri a. M, Aly S, Lior N. Thermal performance and exergy analysis of a thermal vapor compression desalination system. *Energy Conversion and Management*. 1996;37(4):379–387.
82. Torchia-Núñez JC, Porta-Gándara M a., Cervantes-de Gortari JG. Exergy analysis of a passive solar still. *Renewable Energy*. 2008;33(4):608–616.
83. Fath H.E.S., *Desalination technology. The role of Egypt in region IWT C, Alexandria, Egypt, 2000*
84. Kwatra HS. Performance of a solar still: predicted effect of enhanced evaporation area in yield and evaporation temperature. *Journal of Solar Energy* 1996; 56(3):261.
85. Kumar S, Tiwari A. An experimental study of hybrid photovoltaic thermal (PV/T)-active solar still. *International Journal of Energy Research* 2008; 32:847-58.
86. Gaur MK, Tiwari GN. Optimization of number of collectors for integrated PV/T hybrid active solar still. *Applied Energy* 2010; 87:1763-72.
87. Dwivedi VK, Tiwari GN. Experimental validation of thermal model of a double slope active solar still under natural circulation mode. *Desalination* 2010; 250:49-55.

88. Shankar P, Kumar S. Energetic & Exergetic Analysis of Hybrid (PVT) Active and Passive Solar Stills : A Comparative Analysis. 2012; 2(3):88–103.
89. G.N. Tiwari, Solar Energy: Fundamentals, Design, Modelling and Applications. Narosa Publishing House/CRC Publication, New Delhi/New York, 2002.
90. A.J.N. Khalifa, On the effect of cover tilt angle of the simple solar still on its productivity in different seasons and latitudes, Energy Conversion and Management 52 (No. 1) (2011) 431-436

6. Studio dei materiali

Di seguito vengono descritte una serie di sperimentazioni condotte nello studio dei materiali e delle loro performance in funzione delle esigenze specifiche delle serre solari. Le sperimentazioni si sono focalizzate a risolvere problemi specifici nella parte del collettore solare e della copertura trasparente. Dai risultati delle sperimentazioni risulta come le soluzioni migliori derivino da un mix fra la tipologia di materiale usato per la realizzazione della vasca, lo spessore dello stesso e il tipo di vernice applicata. Allo stesso tempo per la copertura trasparente il vetro dimostra migliori performance rispetto a film plastici. I dati hanno dimostrato come le materie plastiche possano essere una nuova soluzione nella realizzazione delle serre solari, aprendo la strada a possibili sviluppi dell'intero settore delle serre solari.

Dai risultati emersi attraverso il modello exergetico precedentemente descritto, si sono riscontrate delle perdite di efficienza localizzate in determinati comparti del processo depurativo con le serre solari. Si è quindi svolta un'intensa campagna di studio dei materiali e delle soluzioni tecniche più idonee a migliorare le performance del sistema, migliorandone ulteriormente le capacità depurative sia dal punto di vista delle portate in uscita giornaliere, che una migliore stabilità del sistema al variare delle condizioni ambientali esterne. Vari materiali in diverse condizioni di radiazione e di processo sono successivamente presentati, comparandone le loro performance e le loro risposte nei confronti di soluzioni ad elevate concentrazioni saline. Si è riscontrata una particolare difficoltà nell'individuare quale fosse il mix preferibile nella scelta dei materiali per ottenere da una parte elevate capacità termiche e allo stesso tempo la capacità di resistenza alla corrosione dei differenti componenti.

Qui di seguito verranno riportati i risultati delle sperimentazioni fatte sui diversi materiali per comprendere come mai siano state fatte determinate scelte costruttive nei diversi prototipi realizzati.

6.2. Materiali vasca e vernici

La vasca di evaporazione della soluzione da trattare, principalmente acqua marina, è la componente fondamentale dell'intero processo. Il collettore solare è il "convertitore" dalla radiazione solare a quella termica, necessaria a fornire l'energia necessaria per l'evaporazione del solvente (acqua). Dallo studio exergetico, presentato nel capitolo 5, ha dimostrato che qui si registrano le maggiori perdite di efficienza del sistema.

Tutti i modelli matematici elaborati dai diversi autori, si basano sul grado di trasmittanza, assorbanza ed emissività dei diversi materiali ed in particolare del bacino assorbente [1,2]. Nelle pubblicazioni di settore non si riscontra un approfondimento nelle scelte del materiale per costruire il bacino assorbente o la colorazione più idonea allo scopo. Il materiale di costruzione della vasca e il colore, sono strettamente interconnessi uno con l'altro. Entrambi i materiali devono rispettare alcuni principi di base, al fine di migliorare le performance termiche del sistema:

- Il materiale della vasca deve essere in grado di fornire una conduzione uniforme del calore sull'intera superficie (materiale termicamente isolante o meno);
- I materiali di costruzione devono essere facilmente reperibili e con prezzi di vendita accessibili, onde evitare una difficile replicabilità realizzativa del sistema;
- Il materiale della vasca deve essere in grado di non deteriorarsi nel tempo, pur rimanendo costantemente a contatto con le soluzioni corrosive (acque marine, acidi, ecc). Questa funzione può essere notevolmente limitata se si usano coloranti protettivi anticorrosione;
- Il colore deve essere in grado non solo di assorbire la radiazione solare ma di rimettere radiazione sotto forma di calore;
- Il colore non deve sciogliersi nella soluzione che sta venendo trattata, rischiando di inquinare i vapori che si generano;
- Il colore deve riuscire a incollarsi nella superficie del materiale della vasca. In caso contrario devono essere impiegati aggrappanti chimici per evitare che il colore si stacchi

dalla superficie. Ricordando che gli aggrappanti in commercio sono tendenzialmente isolanti termicamente, limitando le performance dell'intero sistema.

Si è quindi proceduto ad una serie di test, di seguito descritti, per valutare quale mix fra materiali e colorazioni risultasse maggiormente performante per le serre solari.

6.2.1. Test con radiazione costante e senza acqua

MATERIALI E METODI

Lo scopo che si vuole raggiungere con il set di sperimentazioni è quella di simulare come la combinazione colore/materiale di supporto si comportino nel favorire o meno il passaggio di fase della soluzione acquosa, sotto la forzante della radiazione solare.

In prima analisi sono stati selezionati una serie di materiali per la costruzione dei bacini di raccolta dell'acqua, sulla base dei prerequisiti elencati nel paragrafo precedente. I materiali selezionati per le sperimentazioni sono elencati nella seguente Tabella 9:

Materiale	Spessore (mm)		
	0.2	1	2
Ferro zincato		X	
Acciaio 316-L		X	
Acciaio 304	X		
Acciaio comune		X	X
Alluminio		X	X
Ferro		X	
Rame		X	

Tabella 9 – Elenco dei materiali analizzati per la realizzazione della vasca di evaporazione, con relativi spessori, utilizzati nelle sperimentazioni

Una volta individuati i materiali più consoni, si è passati alla selezione di diverse tipologie di coloranti al fine di valutare il grado di radiazione solare assorbita e riemessa sotto forma di calore. Sono state individuate diverse tipologie di colore, qui di seguito riportate:

COLORANTE	Descrizione
Nero Spray comune	Nero opaco, resistente ad alte temperature. Comunemente reperibile in negozi generalisti
Nero SOKEMA	Nero lucido, con pigmenti in carbonio organico in resina fenolica
Nero SOKEMA L130227B/1-2-3	Nero opaco (in funzione del numero di gloss), con pigmenti in grafite nera immersi in resina fenolica
Nero ZETAGI	Nero a fiamma rossa in resina fenolica

Tabella 10 – Elenco delle vernici utilizzate nei vari test sui materiali. Le informazioni non sono complete a causa di coperture brevettuali o segreti industriali.

I test si sono svolti con l'ausilio di una lampada solare che simula la radiazione solare con un intensità fino a 2000 Watt a 30 cm di distanza, con uno spettro che copre gran parte dello spettro visibile (380 ai 760 nm) e i Near InfraRed (NIR). Si riporta qui di seguito il grafico di emissione della lampada solare MHL (Metal Halide Lamp) utilizzata [3], rispetto lo spettro solare nell'area delle lunghezze d'onda corrispondenti. Le sperimentazioni si sono svolte presso i laboratori dell' Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN) di Legnaro (Padova).

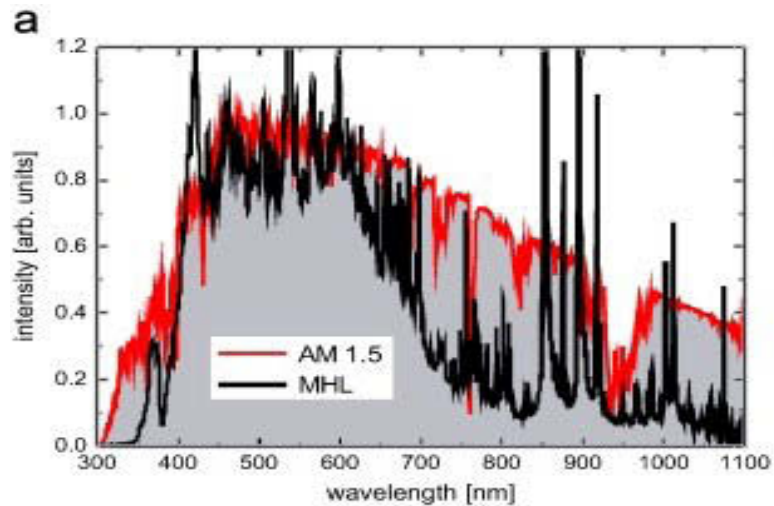


Figura 9 – Spettro di emissione delle lampade solari MHL (Metal Halide Lamp) utilizzate nelle sperimentazioni presso INFN di Legnaro (PD)

Lo scopo è quello di testare le performance di assorbimento della radiazione solare dei diversi materiali, ricoperti con diverse vernici assorbenti nere, direttamente esposti alla radiazione solare. Tutti i campioni, di pari dimensioni (10 * 10 cm), sono stati posti a confronto con la stessa intensità radiativa (1000 W), misurandone la temperatura e il tempo di raggiungimento della temperatura massima, secondo lo schema riportato in Figura 10.

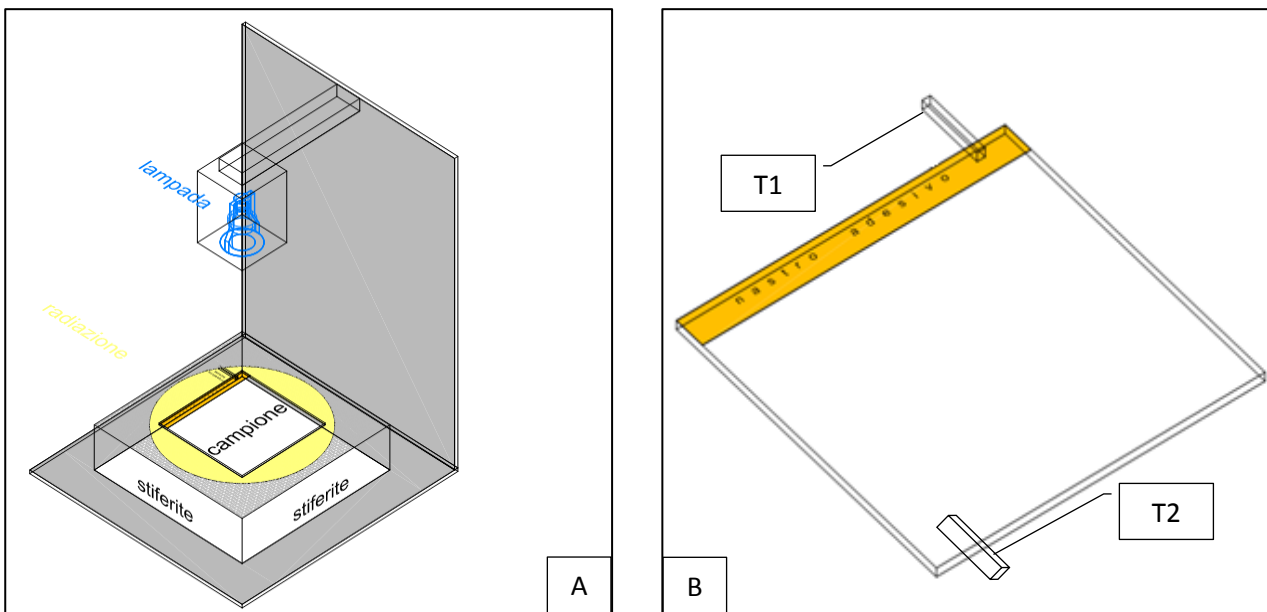


Figura 10 – Schema della sperimentazione (parte A) e posizionamento dei sensori (parte B), con T1 il termometro sotto il campione analizzato e T2 sopra il campione.

RISULTATI

Qui di seguito si riportano i dati dei termometri T1 (posto sotto il campione) e T2 (posto sopra il campione), registrati durante l'arco della sperimentazione per diversi campioni di materiali (Grafico 10 e Grafico 11 rispettivamente).

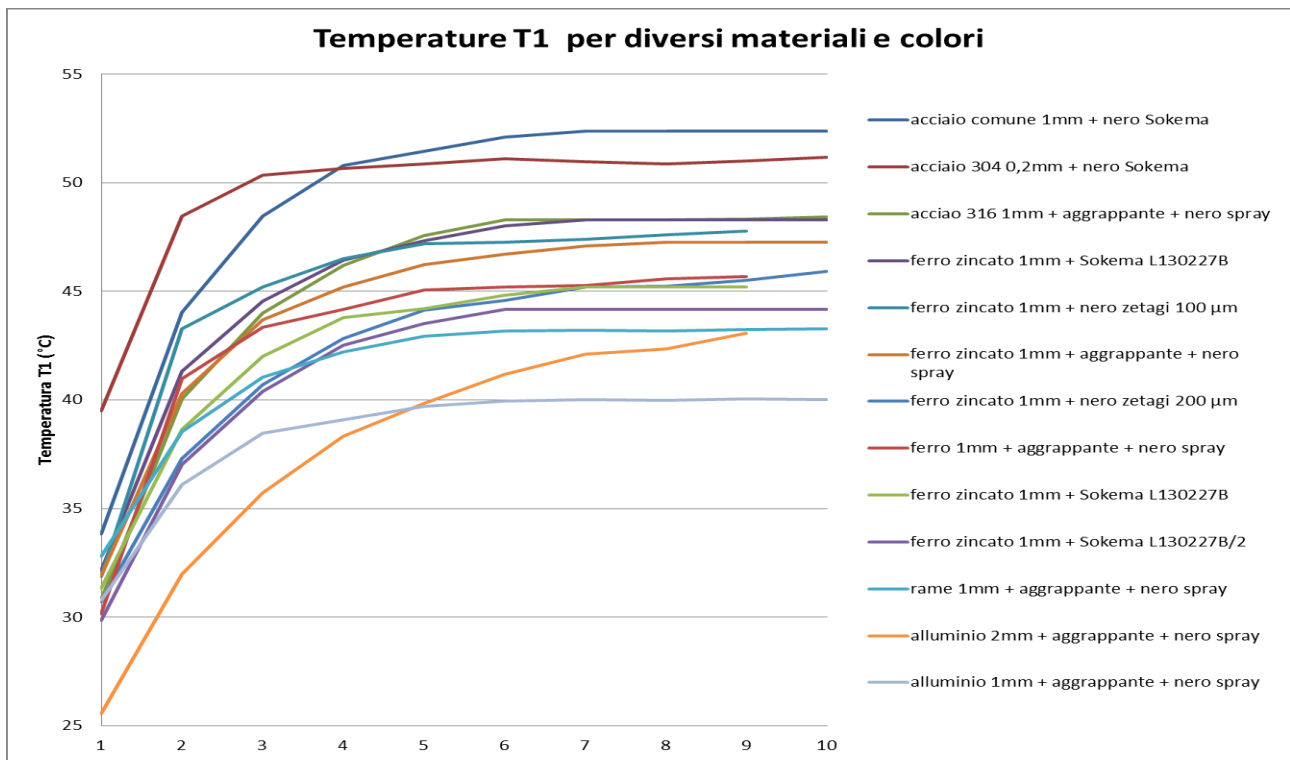


Grafico 10 – Registrazione delle temperature T1 registrate sotto i campioni di diversi materiali, spessori e colorazioni, sottoposti ad una radiazione di 1000 Watt.

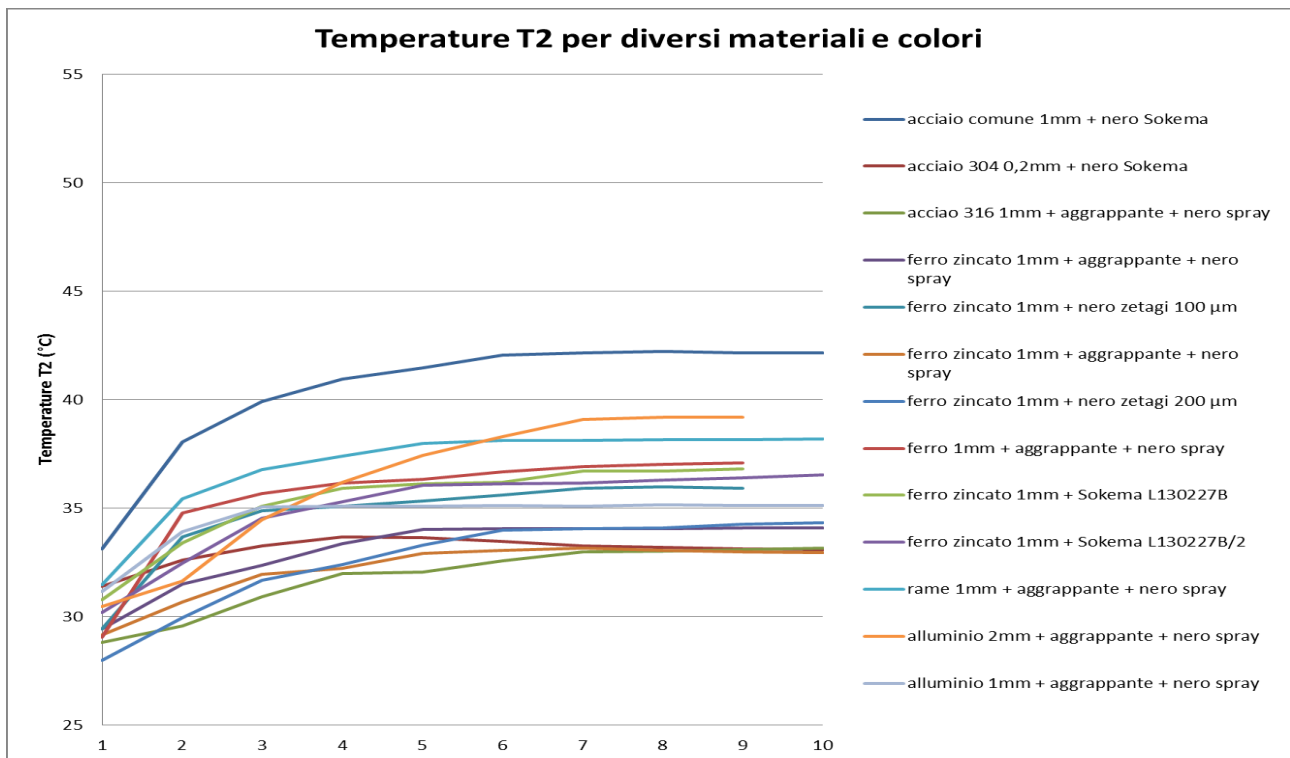


Grafico 11 - Registrazione delle temperature T2 registrate sopra i campioni di diversi materiali, spessori e colorazioni, sottoposti ad una radiazione di 1000 Watt.

	T1 (°C)	T2 (°C)
1) Acciaio comune 1 mm + nero Sokema	52,365	42,163
2) Acciaio 304 0,2 mm + nero Sokema	51,172	33,092
3) Acciaio 316 1 mm + aggrappante + nero spray	48,412	33,177
4) Ferro zincato 1 mm + Sokema L130227B/3**	48,276	34,096
5) Ferro zincato 1 mm + nero Zetagi 100 µm*	47,764	35,917
6) Ferro zincato 1 mm + aggrappante + nero spray	47,253	32,956
7) Ferro zincato 1 mm + nero Zetagi 200 µm*	45,907	34,334
8) Ferro 1 mm + aggrappante + nero spray	45,686	37,108
9) Ferro zincato 1 mm + Sokema L130227B/1**	45,208	36,836
10) Ferro zincato 1 mm + Sokema L130227B/2**	44,186	36,530
11) Rame 1 mm + aggrappante + nero spray	43,266	38,197
12) Alluminio 2 mm + aggrappante + nero spray	43,078	39,185
13) Alluminio 1 mm + aggrappante + nero spray	40,028	35,134

Tabella 11 – Temperature massime rilevate per i diversi campioni con il termometro T1 (sotto piastra) e T2 (sopra piastra). * cambia lo spessore del colore disteso, rispettivamente di 100 e 200 µm; ** cambia il valore di gloss (grado di lucentezza) con 1 min e 3 max

Si può notare come in entrambi i casi il materiale e la colorazione che presentano i valori di temperatura più elevati risultino essere l'acciaio comune da 1 mm dipinto con il nero SOKEMA (nero lucido, con pigmenti in carbonio organico in resina fenolica). Mentre i valori più bassi si registrano per tutti i colori che presentano uno strato di aggrappante per poter aderire alla superficie metallica. Dall'analisi comparativa si osserva che le temperature registrate dal termometro T2 sono più basse di circa 10 °C.

Dall'analisi dei dati (Tabella 11) si può osservare come i diversi materiali, spessori e colorazioni interagiscano sinergicamente se sottoposti ad una radiazione solare costante. Lo stesso materiale, ad esempio i campioni da 4 al 7 (ferro zincato da 1 mm), risultano avere temperature differenti in funzione delle diverse colorazioni. Un caso interessante è l'osservazione dei campioni 5 e 7, i quali presentano lo stesso materiale e colore, differendo per lo spessore del colore stesso. Si osserva che il termometro T1 registra una temperatura superiore nel campione 5 di circa 1.85 °C rispetto al campione 7, mentre il T2 una differenza di 1.6 °C, segno che lo strato di colore influisce leggermente nel determinare la temperatura finale del materiale.

Le differenze di temperatura fra T1 e T2 negli stessi campioni sono minime per materiali ad elevata conduzione di calore, quali il rame (5 °C) e l'alluminio 2 mm (3.9 °C), e con spessori maggiori. Al contrario materiali poco conduttori e particolarmente sottili presentano divergenze fra T1 e T2 superiori, acciaio 316 da 1 mm (15.23 °C) e acciaio 304 da 0.2 mm (18 °C).

DISCUSSIONE

La campagna di test avvenuta con l'uso di una fonte radiativa costante, quale un simulatore solare a lampada di MHL, su delle superfici esposte direttamente ha fornito alcune indicazioni di primaria importanza. Si è registrato come i materiali per la costruzione del bacino di contenimento della soluzione da trattare debbano presentare una buona conduzione di calore. In particolare si è registrato che:

- Lo spessore ideale per la realizzazione della vasca risulta essere di 1 mm, raggiungendo la massima temperatura superficiale dopo 5 minuti di esposizione. Si è osservato come il tempo necessario per raggiungere la massima temperatura sia inferiore per strati di materiale più sottili, ma allo stesso tempo poco accumulatori di calore, riducendo la capacità di trasferimento di calore alla soluzione che potrebbe essere versata sopra il campione;

- Il materiale che meglio ha risposto allo stimolo radiativo è stato l'acciaio 304 e 316, rispetto il ferro zincato o altri materiali;
- A parità di vernici utilizzate il materiale ha una discreta influenza nelle performance del sistema;
- Materiali altamente conduttori, tipo rame ed alluminio, disperdono troppa energia verso l'esterno, riducendo le performance termiche del sistema.

Per quanto riguarda le vernici utilizzate, si è registrato:

- l'uso di aggrappanti, necessari a fissare la vernice sulla superficie metallica, si rilevano isolanti termicamente, riducendo la capacità di assorbimento;
- Lo spessore della vernice influenza nelle prestazioni di assorbimento e delle performance termiche in generale.

6.2.2. Test a radiazione variabile e con acqua superficiale

MATERIALI E METODI

Dopo aver accertato quali fossero i materiali e le vernici che maggiormente risultassero attraenti da un punto di vista termico, vedi paragrafo precedente, si è deciso di simulare ciò che accade all'interno delle serre solari. L'idea è quella di misurare la temperatura, ma soprattutto quanto i diversi materiali e colorazioni siano in grado di far evaporare la soluzione acquosa.

Si è quindi proceduto nel creare delle vaschette in materiale isolante (poliisocianato espanso dell'altezza di 4 cm), al cui interno sono stati posti una serie di campioni di materiali diversamente verniciati. In ogni vaschetta è stata versato lo stesso quantitativo di acqua (100 ml) e alla stessa temperatura iniziale (26.9 °C) (vedi Figura 11). Tutti i campioni sono stati esposti contemporaneamente all'aperto, sotto la radiazione solare ambientale durante il mese di luglio 2013 presso i laboratori di Scienze dei Materiali di Ca' Foscari (via Torino, Mestre, Venezia). Con scadenza di 30 minuti sono state presi i pesi dei campioni, al fine di calcolarne la massa idrica evaporata.



Figura 11 – Comparazione in parallelo del grado di evaporazione idrica con diversi materiali e colorazioni

I campioni scelti per questa sperimentazione differiscono in parte dalla sperimentazione precedente, in quanto si sono riscontrati alcuni problemi di reperimento dei materiali e si è ritenuto opportuno valutare l'uso di plastiche. I materiali utilizzati in questo secondo test sono descritti nella Tabella 12.

Materiale

Spessore (mm)

	1	2
Ferro zincato	X	
Acciaio 316-L	X	X
Acciaio comune	X	X
Alluminio	X	X
PoliPropilene (PP)	X	
Cloruro di polivinile (PVC)	X	X
Poli Etilene (PE)	X	

Tabella 12 – Elenco dei materiali e degli spessori impiegati durante la sperimentazione 2

RISULTATI

I test condotti sui campioni esposti alla radiazione solare hanno dato i risultati riportati nel grafico seguente. Per poterli uniformare in funzione della radiazione solare incidente si è proceduto all'applicazione della seguente equazione:

Equazione 45
$$\eta_{wat, evaporata} = \frac{Q_{wat, evaporata}}{I_r}$$

Con $\eta_{wat, evaporata}$ l'efficienza del campione, $Q_{wat, evaporata}$ la massa d'acqua evaporata nel periodo di studio (g) e con I_r la radiazione solare (W/m^2).

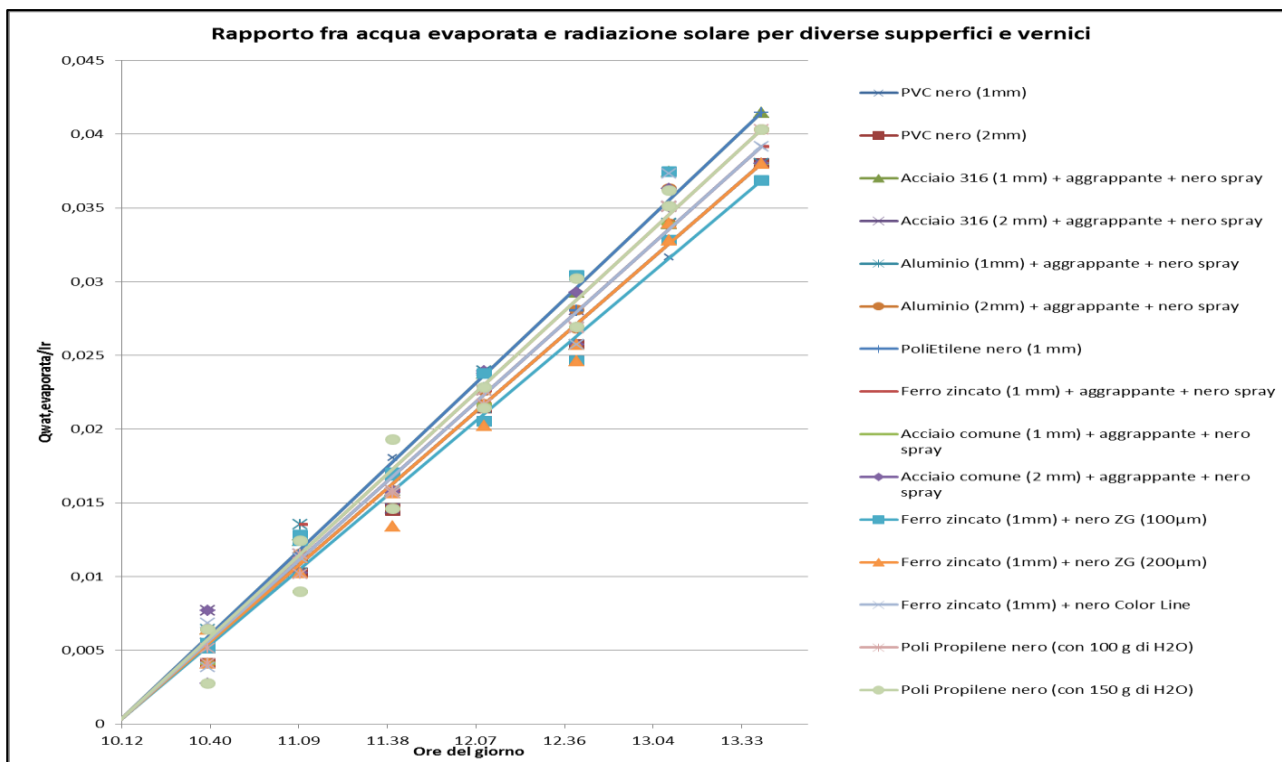


Grafico 12 – Rapporto fra acqua evaporata e radiazione solare per diversi materiali e vernici utilizzati durante il periodo di test.

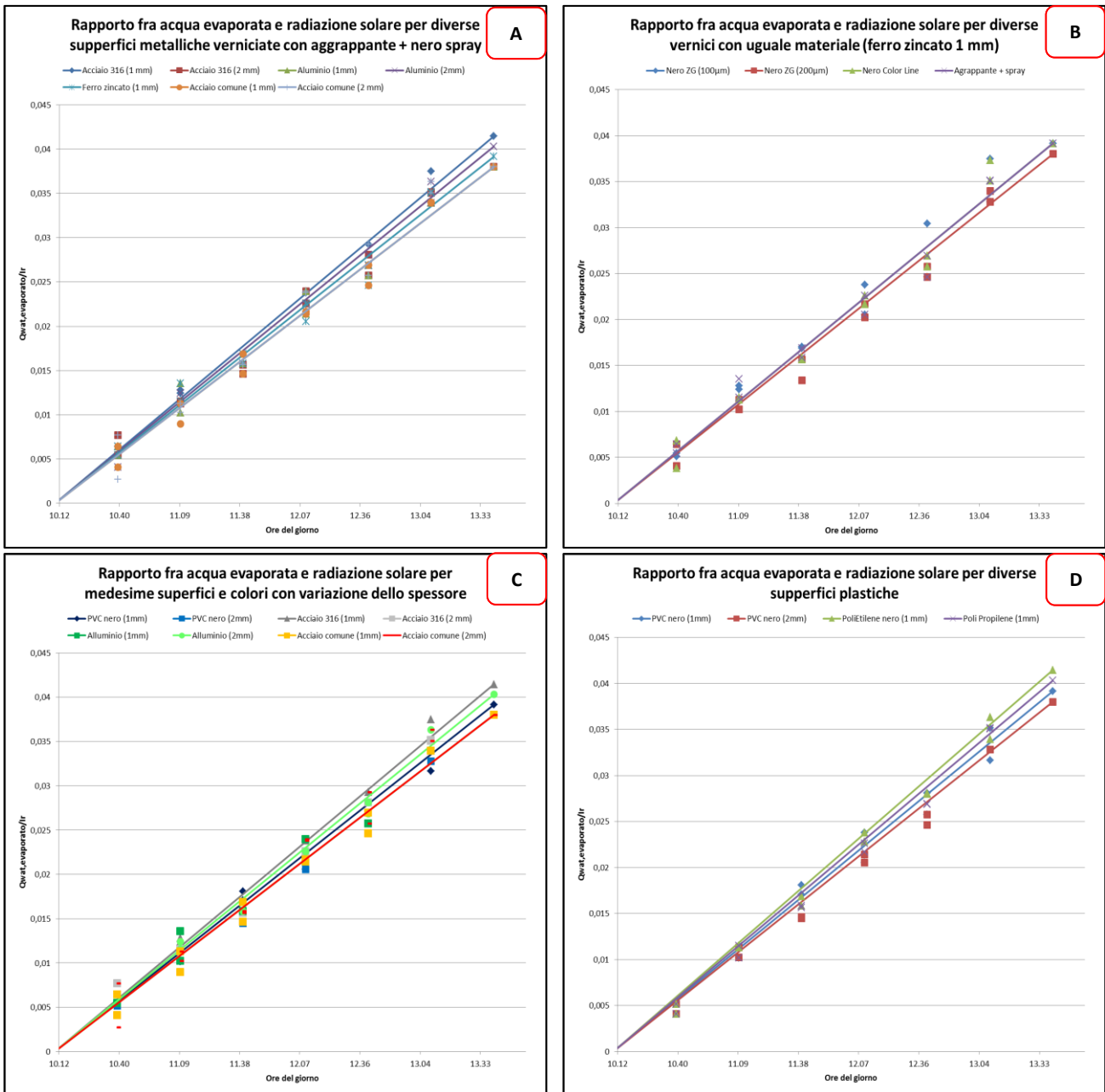


Grafico 13 – Particolare delle analisi specifiche con diversi materiali e vernici in funzione del variare delle variabili considerate

Nel Grafico 13 si sono utilizzati i medesimi risultati rappresentati nel Grafico 12, dividendoli in funzione delle variabili considerate. Nello specifico si osserva nel set di grafici 13, quanto segue:

- A. Si sono confrontati diversi materiali mantenendo invariata la tipologia di verniciatura (aggrappante + nero spray), ne emerge che il materiale che ha presentato delle performance migliori è l'acciaio 316 da 1 mm ($\eta=0.037$), mentre il peggiore è risultata la lamina da 1 mm di acciaio comune ($\eta=0.0339$).
- B. Si sono confrontati i risultati derivanti dalla variazione delle tipologie di vernici, mantenendo invariato il materiale di supporto (ferro zincato da 1 mm). Si registra che la vernice che ha causato le maggiori portate di evaporazione è la vernice nera a fiamma rossa in resina fenolica (denominata ZG o ZETAGI) da 100 μm di spessore. Il valore minore è da attribuirsi alla medesima vernice ma con lo spessore di 200 μm , segno di quanto lo strato di verniciatura sia determinante nelle performance del sistema.

- C. Si sono raffrontati i medesimi materiali, colorati con le medesime vernici, in cui si è fatta variare solamente lo spessore del materiale di supporto. Risulta che per il PVC e l'acciaio 316 lo strato più sottile (1mm) ha presentato performance di efficienza superiore rispetto a quello più spesso (2mm). Nei campioni di alluminio e acciaio comune la differenza è stata prossima a zero. Questo dimostra come sia consigliabile avere uno strato di materiale di supporto quanto più sottile possibile.
- D. Si sono volute testare le performance con vari materiali polimerici. Essi hanno dato in generale dei buoni risultati rispetto ai materiali metallici. In particolare l'elemento che maggiormente ha dimostrato performance superiori è risultato essere il Polietilene con spessore di 1 mm ($\eta=0.0389$), mentre il peggiore è stato il PVC con uno spessore di 2 mm ($\eta=0.054$), segno che anche per le materie plastiche lo spessore gioca un ruolo essenziale per la capacità di trasferire calore alla soluzione acquosa.

DISCUSSIONE

Si è registrato quale sia la combinazione migliore fra materiale e tipo di vernice. Si è riscontrato, dimostrato anche con la campagna di test a radiazione costante, come un buon supporto per la realizzazione delle vasche di evaporazione da inserire nelle serre solari possa essere composto da acciaio 316. Lo spessore del materiale anche in questa campagna di test ha dimostrato di svolgere un ruolo chiave nelle performance del sistema. Si è poi visto come la migliore vernice sia da riscontrarsi nel nero denominato ZETAGI (nero a fiamma rossa in resina fenolica). È da rilevare come il medesimo colore può variare le proprie performance in funzione dello strato con cui viene disteso sulla superficie di supporto, indice di isolamento termico. Le materie plastiche hanno dimostrato di avere una buona resa. Questo ultimo punto risulta molto interessante dal punto di vista costruttivo, in quanto le materie plastiche non sono mai state utilizzate, a conoscenza dello scrivente, in altre sperimentazioni condotte sulle serre solari da altri autori. Inoltre esse risolvono significativamente il problema legato alla corrosione, in quanto inerti a molte tipologie di soluzioni che potrebbero essere trattate all'interno delle serre solari.

6.3. Materiali della copertura trasparente

La copertura trasparente che ricopre la camera di evaporazione è l'interfaccia d'ingresso della radiazione solare all'interno del sistema. Essa è una delle parti essenziali che determinano le performance delle serre solari, così come riscontrato da diversi autori [4,5]. Come più volte affermato, nella costruzione delle serre solari tradizionali la copertura trasparente ha anche la funzione di condensatore del vapore che si viene a creare all'interno della camera di evaporazione. Nel caso delle serre qui studiate questa funzione non risulta più necessaria, in quanto l'aria viene sospinta all'interno di una seconda camera dove è installato uno scambiatore di calore. In generale le coperture trasparenti per le serre solari, devono rispondere ai seguenti criteri per la loro scelta:

- Avere la maggiore trasmissività possibile nel range degli UV e del visibile, mentre risultare quanto più opachi al range degli infrarossi
- Avere un buon isolamento termico con l'esterno, per non subire troppo gli sbalzi di temperatura dell'ambiente circostante e non disperdere calore all'esterno.
- Avere una buona resistenza agli impatti (no fragilità) e un costo contenuto
- Resistere alle sollecitazioni ambientali, mantenendo le proprie performance di trasmissione della radiazione nel tempo. Questo fattore è particolarmente rilevante per le materie polimeriche, che tendono (se non appositamente trattate) ad opacizzarsi a causa della radiazione ultravioletta.

Si è quindi proceduto ad una serie di test, di seguito descritti, per valutare quale materiale trasparente risultasse maggiormente performante per essere applicato alle serre solari le serre solari.

6.3.1. Test con differenti coperture rigide

MATERIALI E METODI

Si è voluto testare come differenti coperture trasparenti di diversi materiali si comportassero nei confronti del surriscaldamento di un'ambiente sottoposto alla radiazione solare. Per realizzare questo test è stato predisposto uno strato di materiale termicamente isolante (strato di 4 cm di poliisocianato $K=0.0237 \text{ W/m K}$). In esso è stata posta una piastrina di ferro zincato grezzo, dallo spessore di 1 mm. Per simulare la camera di evaporazione di una serra solare si è realizzata una struttura a cubo con il materiale trasparente (si veda Figura 12). All'interno del cubo realizzato sono stati posti dei sensori per registrare la temperatura che si è venuta a creare, sotto la spinta della radiazione solare ambientale.

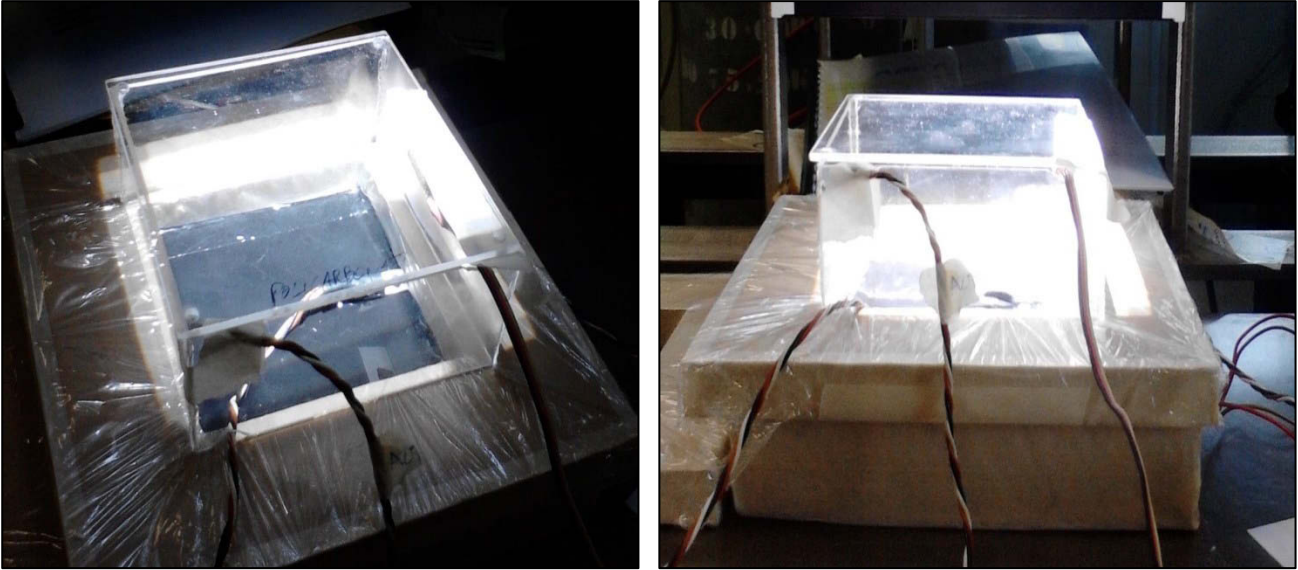


Figura 12 – Realizzazione delle strutture trasparenti per il test condotto sui materiali trasparenti rigidi.

I materiali trasparenti utilizzati in questa campagna di sperimentazione sono stati ricavati da delle lastre di vetro ultrachiaro, polycarbonato e polimetilmetacrilato (noto come Plexiglass), tutti dello spessore di 4mm. Tali materiali sono stati scelti in quanto rispecchiavano i prerequisiti sopradescritti e di facile reperimento a livello commerciale. Tutti e tre i materiali sono stati testati in contemporanea (12/07/2013), in modo da avere un'uniformità di radiazione solare e condizioni climatiche al contorno.

RISULTATI

Il test condotto sulle tre tipologie di coperture ha prodotto i seguenti risultati:

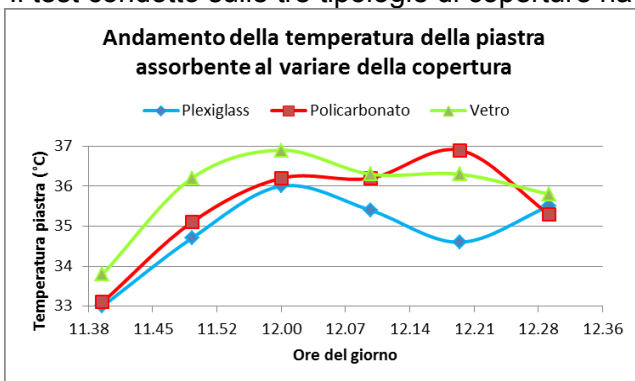


Grafico 14 – Andamento della temperatura della piastra assorbente al variare della tipologia di materiale trasparente utilizzato

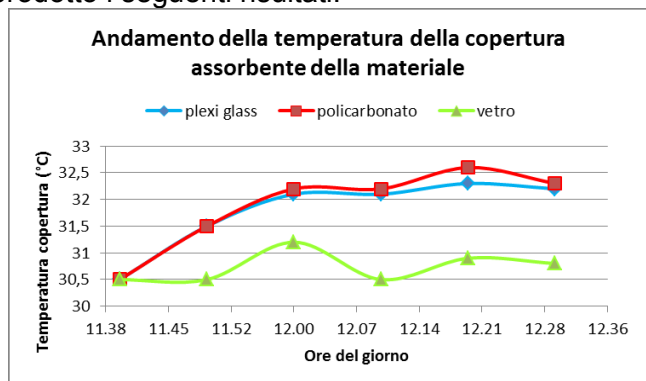


Grafico 15 – Andamento della temperatura del materiale trasparente al variare della sua composizione

Dai test condotti si osserva che la piastra assorbente ha una temperatura superiore rispetto alla copertura trasparente. La piastra che maggiormente viene surriscaldata è quella con la copertura in policarbonato e quella con il vetro. Si osserva, dal Grafico 15, che il materiale che presenta la temperatura più bassa è il vetro. In entrambi i grafici si registra che il plexiglass ha le peggiori performance fra i vari materiali testati.

DISCUSSIONE

Le tipologie di coperture trasparenti sono state testate per valutarne quale sia la più idonea per la realizzazione delle coperture trasparenti delle camera di evaporazione delle serre solari. Si è osservato come il vetro e il policarbonato abbiano prestazioni simili nel creare un ambiente interno alla struttura in grado di agevolare l'evaporazione delle soluzioni che si vogliono trattare con le serre solari. Il plexiglass, d'altro canto, non si è dimostrato altrettanto performante. Si è osservato come il vetro mantenga una temperatura del materiale più bassa rispetto i materiali polimerici, segno che il materiale vitreo risulta più trasparente alla radiazione solare, non assorbendo energia radiativa e quindi subendo un incremento di temperatura inferiore. Il problema che si riscontra con il vetro è la sua fragilità agli urti e allo stesso tempo peso e costo d'acquisto elevati, che ne limitano la sua applicabilità nella realizzazione di sistemi di depurazione per largo consumo.

6.3.2. Test di performance con coperture differenti applicate sulle serre solari

MATERIALI E METODI

Si è proceduto a testare come il materiale con cui è realizzata la copertura trasparente influenzi direttamente nelle prestazioni del sistema. A tal proposito sono stati testati dei prototipi di serre solari con una copertura in materiale vetroso (spessore=7 mm), una in materiale polimerico rigido, quale il policarbonato (spessore=3 mm), e un materiale polimerico non rigido, quale l'Etilene TetrafluoroEtilene (ETFE) (spessore= 0.3 mm). Lo scopo è stato quello di registrare la produzione giornaliera di acqua distillata dei prototipi in funzione dei differenti materiali della copertura trasparente.

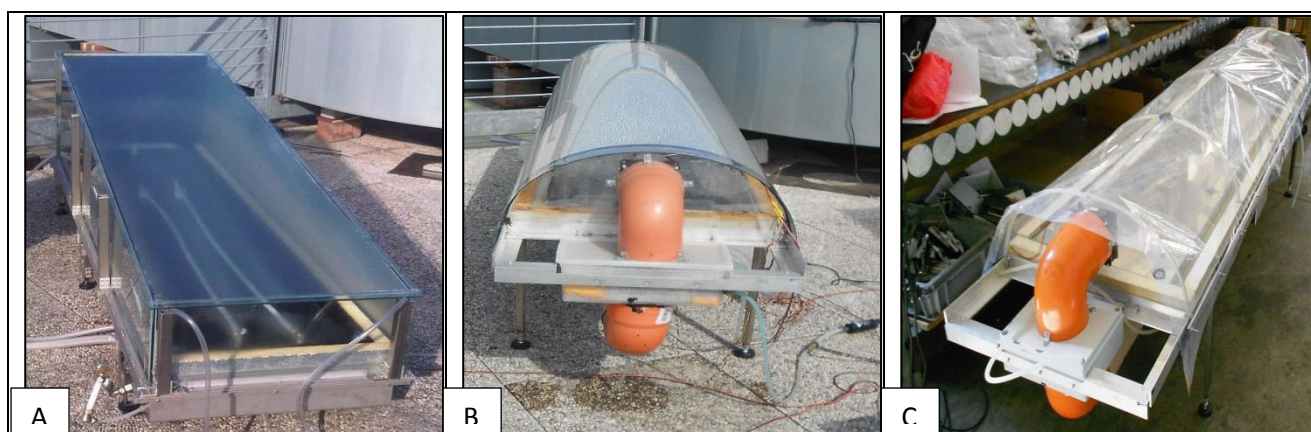


Figura 13 – Immagini dei prototipi utilizzati per la comparazione delle prestazioni al variare del materiale della copertura trasparente utilizzato (A: vetro, B: policarbonato, C: ETFE)

Le tre tipologie di coperture sono state comparate contemporaneamente, in modo da avere le medesime variabili ambientali, presso i laboratori di Scienze dei Materiali dell'Università Ca' Foscari di Venezia durante il mese di luglio.

RISULTATI

I risultati della produzione giornaliera sono riportati nella Tabella 13.

Tabella 13 – Comparazione fra tre tipologie di materiali utilizzati come copertura trasparente della serra solare

Materiale copertura	Acqua depurata ($Q_{w,out}$)(litri/giorno)	Rapporto fra i materiali (%)
Vetro	2.39	100
Policarbonato	1.76	73.64
ETFE	1.08	45.18

Nella terza colonna della tabella sovrastante, si è impostata pari a 100 la produzione della serra solare con il vetro e da esso si sono ricavati rapporti di produzione degli altri due materiali. Si può osservare come il materiale più sottile, quale è l'ETFE, ha una produzione giornaliera inferiore alle altre due coperture. Questo deriva dalla dispersione termica che si viene a creare verso l'ambiente esterno. Si riporta in tal senso il Grafico 16, che dimostra come effettivamente vi sia una forte differenza di temperatura all'interno delle tre serre solari. Il prototipo con la copertura vitrea riesce a raggiungere una temperatura maggiore rispetto le altre serre solari, con una maggiore efficienza di processo e una conseguente maggiore portata di acqua depurata giornaliera. L'ETFE, pur essendo la soluzione più semplice ed economica, presenta un'elevata dispersione termica, la quale va ad inficiare direttamente con le prestazioni del sistema.

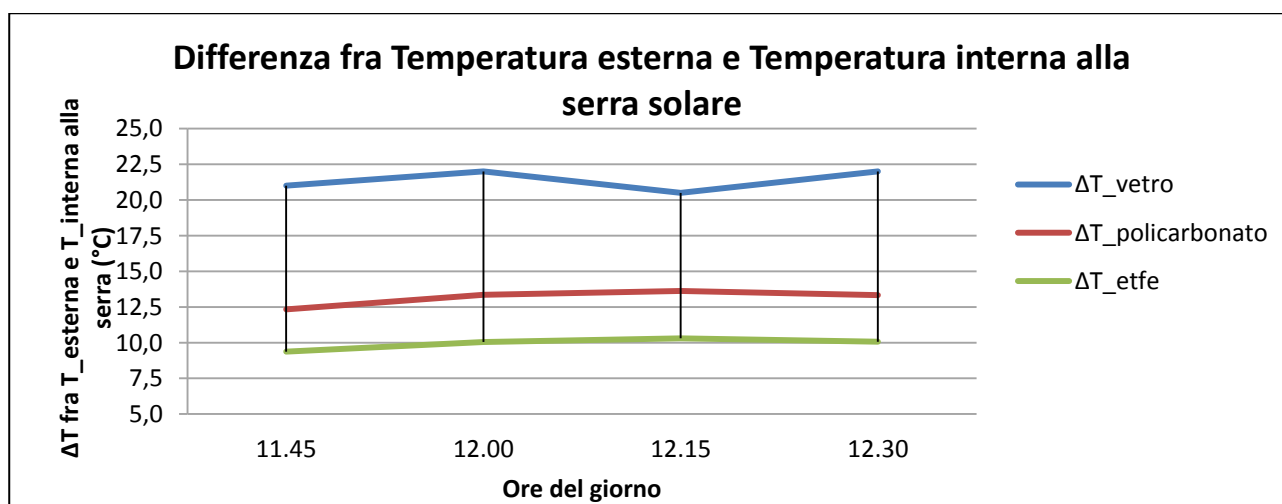


Grafico 16 – Differenza registrata fra la temperatura esterna e quella interna alla camera di evaporazione durante il periodo di test.

DISCUSSIONE

Anche questo test condotto con differenti coperture trasparenti ha dimostrato come il materiale vitreo abbia maggiori performance. In questo caso si è dimostrato direttamente, attraverso l'applicazione della copertura trasparente direttamente sui prototipi delle serre solari, come la copertura influenzi la produzione di acqua distillata giornaliera. I materiali definiti plastic film, come l'ETFE, hanno dimostrato di avere scarsa capacità di mantenere una temperatura interna alla camera di evaporazione sufficientemente elevata ed isolata dall'ambiente esterno.

6.4. Conclusioni

I due principali punti di perdita di efficienza dell'intera serra solare sono stati analizzati al fine di studiare quali soluzioni tecniche si rilevassero maggiormente performanti, nell'ottica di miglioramento della produzione di acqua distillata da parte delle serre solari. I test si sono concentrati quindi sul materiale utilizzabile per la costruzione del bacino di contenimento della soluzione da trattare. Tale bacino ha la funzione di contenere la soluzione liquida e allo stesso tempo fornirle energia termica, attraverso la conversione della radiazione solare entrante. Questo è il punto di massima perdita in efficienza del sistema, così come dimostrato nel capitolo precedente. Si è osservato come il materiale più consono non possa essere slegato dalla vernice utilizzata per la sua colorazione, svolgendo la parte di assorbitore radiativo. Si è registrato come lo spessore della struttura della vasca sia maggiormente performante in funzione del diminuire del suo spessore oltre al variare del materiale utilizzato. I materiali altamente termicamente conducenti, diversamente da quanto rilevato in alcune pubblicazioni di settore, sono meno performanti rispetto ad materiali più isolanti. Si è registrata una buona performance dei materiali polimerici, i quali possono trovare veloce applicazione nel settore. Infatti essi risultano essere economici, leggeri, ma soprattutto sono altamente resistenti verso la gran parte delle soluzioni inquinate che vengono normalmente trattate all'interno delle serre solari. Secondo l'autore del presente studio le alte prestazioni di questi materiali è derivante dal fatto che i pigmenti di colore sono direttamente immessi nel materiale in fase di sua realizzazione. Questa considerazione si lega a quanto registrato nella perdita di prestazioni all'aumentare dello strato di vernice utilizzata. Si è visto infatti che al suo aumento nello spessore le performance di evaporazione diminuiscono, in quanto le vernici tendenzialmente risultano essere termicamente isolanti. Nei materiali polimerici questo strato viene a mancare, consentendo una migliore efficienza.

La scelta delle vernici assorbenti sono un aspetto determinante nella performance delle serre solari. Si sono analizzati diversi tipi di vernici e comparate fra loro. Si è osservato, rispetto a quanto detto precedentemente, come vernici a basso contenuto di carbonio in forma organica siano maggiormente performanti.

Altro aspetto analizzato sono le coperture trasparenti, le quali hanno la funzione di far entrare la radiazione solare all'interno del sistema e impedire alla radiazione nel range dell'infrarosso di dissiparsi verso l'ambiente esterno. Materiali più "poveri" si sono dimostrati anche meno efficienti, confermando come il vetro risulti il miglior materiale per la realizzazione delle coperture delle serre solari. Il suo elevato costo e fragilità però ne limitano a contesti protetti la sua applicabilità nei sistemi di depurazione solare.

6.5. Bibliografia

1. Akash, B. A., Mohsen, M. S., Osta, O., & Elayan, Y. (1998). Experimental evaluation of a single-basin solar still using different absorbing materials. *Renewable Energy*, 14(1), 307-310.
2. Tanaka, H., & Nakatake, Y. (2006). Theoretical analysis of a basin type solar still with internal and external reflectors. *Desalination*, 197(1), 205-216.
3. Roesch R, Seeland M, Bärenklau M, Gobsch G, Hoppe H. Stability of polymer solar cells: Dependence on working pressure. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2013;111:212–215.
4. Badran, O. O. (2007). Experimental study of the enhancement parameters on a single slope solar still productivity. *Desalination*, 209(1), 136-143.
5. Tleimat, B. W., & Howe, E. D. (1969). Comparison of plastic and glass condensing covers for solar distillers. *Solar Energy*, 12(3), 293-304.

7. Modellizzazione dei processi termodinamici e fluidodinamici della serra solare

Nel presente capitolo si approfondiscono gli aspetti energetici e dinamici delle serre solari proposte. Viene proposto un modello termodinamico collegato all'intero sistema, il quale tiene in considerazione la posizione del Sole nell'arco dell'anno e del giorno, le diverse dispersioni e i bilanci energetici e di massa che avvengono nelle serre solari proposte. Ne emerge un modello termodinamico, in particolare per quanto riguarda l'evaporazione dell'acqua, mai affrontato nel dettaglio prima. La modellizzazione matematica, inoltre ha permesso di implementare una nuova innovazione del sistema, cioè il surriscaldamento dell'aria prima della sua immissione nella camera di evaporazione, favorendo l'abbattimento dell'umidità relativa dell'aria in ingresso. Il modello termodinamico quindi è stato confrontato con una nuova tipologia di prototipi, dimostrando la sua bontà nella simulazione fino al crescere della radiazione solare, per poi perdere affidabilità col passare delle ore. Nel frattempo i nuovi prototipi testati nel 2013, hanno dimostrato forti incrementi di efficienza arrivando a oltre il 48.8%.

Si presenta anche una simulazione dei flussi d'aria nella vasca di evaporazione, attraverso una simulazione fluidodinamica, basata sulle leggi proposte da Navier-Stokes.

Il seguente capitolo mira a individuare in prima battuta i processi termodinamici che avvengono all'interno della serra solare e, successivamente, come si dispongono i flussi d'aria all'interno della camera d'evaporazione, attraverso una simulazione fluidodinamica.

Lo studio della termodinamica del caso di studio, risulta particolarmente complesso in quanto intervengono una serie di parametri difficilmente preventivabili e non di semplice soluzione. Si consideri, a titolo esemplificativo, che la fonte energetica principale, la radiazione solare, varia durante l'arco della giornata, del periodo dell'anno e in funzione del sito di installazione del sistema. Più in generale all'interno della serra solare intervengono tutte le forme di trasmissione del calore (radiazione, convezione e conduzione), con diverse fasi e soluzioni che vengono a generarsi. È evidente che le trasformazioni che vengono considerate saranno irreversibili, poiché avvengono a velocità finita e con salto termico finito. Per semplificare l'intero processo sono state prese delle assunzioni, che man mano verranno enunciate, al fine di diminuire le variabili presenti all'interno del sistema. Come visto nel capitolo precedente, riguardante il calcolo exergetico, si è deciso di suddividere il sistema nella sua totalità in diverse parti, analizzate singolarmente, e successivamente concatenate fra loro. Non ci si soffermerà ad enunciare le leggi base della termodinamica, dandole per assodate, ma ci si focalizzerà ad analizzare i processi termici specifici del caso di studio.

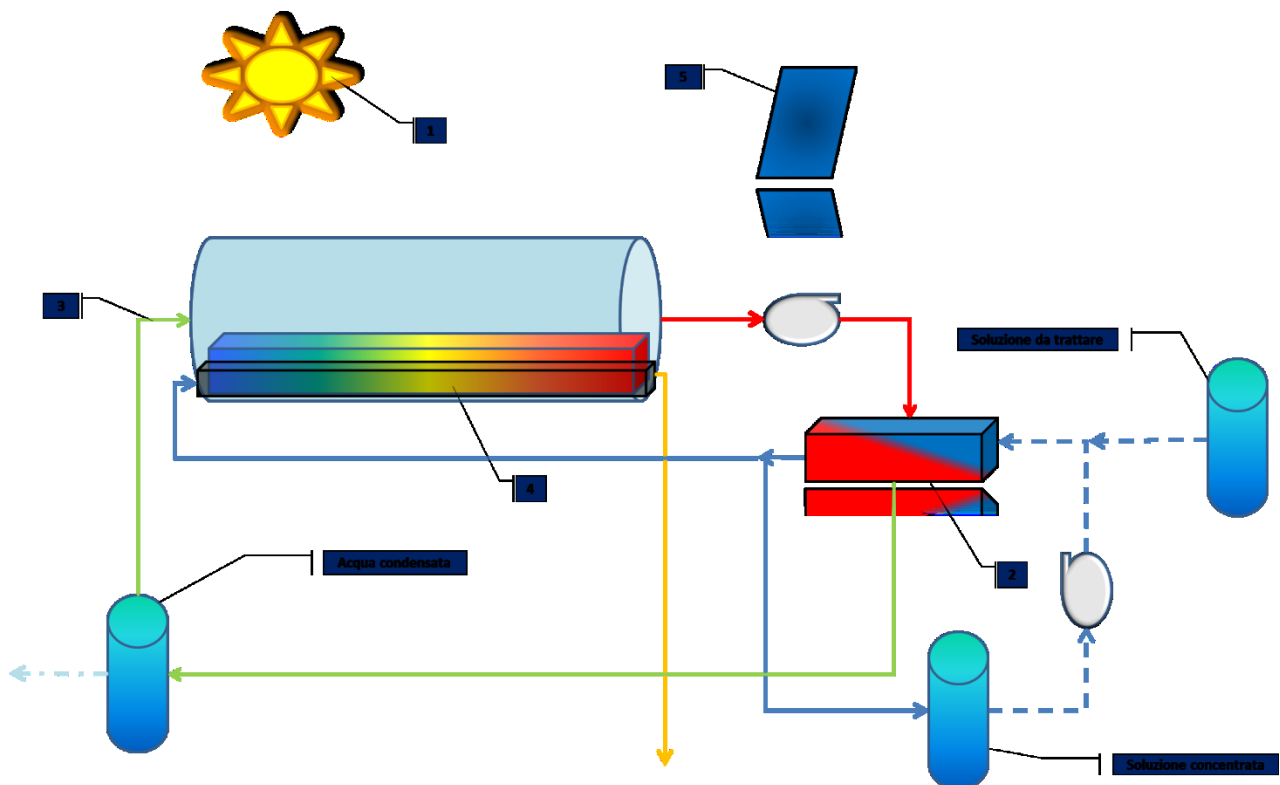
7.1. Termodinamica

Diversi autori hanno sviluppato dei modelli termodinamici in grado di spiegare il funzionamento delle serre solari [1, 2, 3, 4]. Tutti gli studi di settore hanno rilevato come i moti principali di massa ed energia si possano attribuire alla convezione, fra la tavola d'acqua e la copertura trasparente. Le variabili che maggiormente influenzano, quindi, l'efficienza delle serre solari risiede nell'elevare quanto più possibile la temperatura dell'acqua da trattare, e allo stesso tempo abbassare la temperatura della copertura trasparente [5].

Nel caso studiato in questo lavoro, la presenza di moti convettivi è trascurabile se paragonati ai moti turbolenti derivanti dall'aspirazione/introduzione dell'aria. Da questo punto di vista, alla conoscenza dello scrivente, non si riscontrano modelli termodinamici che descrivano il funzionamento del sistema, e più in generale nemmeno modelli che riescano a descrivere in maniera puntuale l'evaporazione di una superficie di acqua marina surriscaldata per irraggiamento solare.

Di seguito si studieranno i processi termodinamici che avvengono all'interno della serra solare, con lo scopo di individuare le possibili variabili su cui intervenire per migliorare il processo nel suo complesso. Come visto nel capitolo 5.3 la serra solare è stata suddivisa in un insieme di "blocchi",

rappresentati dallo Schema 4. Rispetto allo studio exergetico non sono stati riportati alcuni blocchi, in quanto non di interesse termodinamico, e allo stesso tempo è stato aggiunto il blocco 3 derivante dalle sperimentazioni sui materiali svoltesi e meglio descritto nei seguenti paragrafi. Una volta studiati i processi termodinamici di ogni singolo blocco, si è proceduto a legarli uno con l'altro e quindi creare un unico modello iterativo in grado di fornire una simulazione completa della serra solare.



Schema 4 – Schema a blocchi della serra ad evaporazione analizzata. Rappresentato con 1 la radiazione solare, con 2 lo scambiatore di calore a pacco alettato, 3 il surriscaldamento dell'aria, 4 la camera di evaporazione, 5 l'alimentazione energetica (pannello fotovoltaico).

Non ci si soffermerà nella spiegazione delle caratterizzazioni dell'aria umida o dei passaggi psicrometrici, dandoli per assodati. Si riporta, per conoscenza e semplicità di spiegazione, il diagramma psicrometrico o di Molier (vedi Grafico 17). In questa tipologia di grafici è possibile ricavare facilmente i seguenti parametri dello stato dell'aria:

- Temperatura del bulbo secco;
- Umidità specifica;
- Umidità relativa;
- Temperatura a bulbo umido;
- Temperatura di rugiada;
- Entalpia;
- Volume specifico.

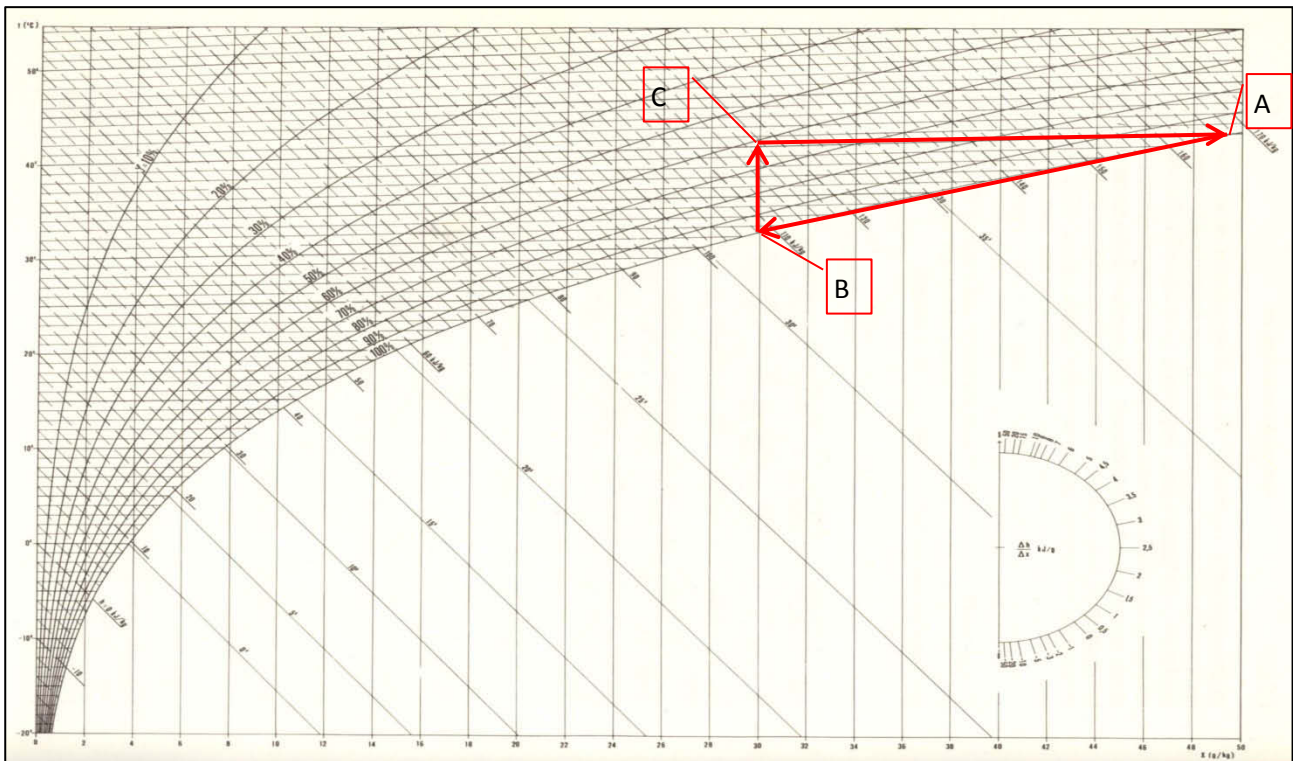


Grafico 17 – Diagramma psicrometrico a pressione atmosferica ($P_{atm}=1.013$ Bar), con nelle ascisse la massa di acqua e nelle ordinate la temperatura a cui ci si trova.

Nello studio delle serre solari, ed in particolare dell'aria che in esse circola, ci si soffermerà ad analizzare i passaggi che avvengono dal punto di vista della condensazione nello scambiatore di calore (da punto A a punto B), nel surriscaldamento dell'aria (da punto B a punto C) e nella camera di evaporazione (da punto C a punto A), sotto la spinta della radiazione solare.

7.1.1. Radiazione solare

7.1.1.1. Introduzione

La radiazione è una modalità di trasferimento fisico di energia attraverso lo spazio, emessa generalmente sotto forma di onde elettromagnetiche. La caratteristica comune della radiazione è la cessione di energia alla materia investita dal fascio elettromagnetico emesso. Nel caso della presente ricerca ci si soffermerà nella radiazione solare, che viene emessa da parte del Sole, conseguenza delle reazioni atomiche che avvengono all'interno del corpo celeste. In particolare l'interesse è comprendere e quantificare come una superficie collocata sulla superficie terrestre sia in grado di assorbire energia, per via radiativa, e convertirla ad una lunghezza d'onda utilizzabile al fine dell'evaporazione della soluzione che si vuole trattare all'interno di una serra solare.

Come appena affermato, l'intensità radiativa è funzione dell'intensità del corpo emittente, del mezzo attraverso cui l'onda elettromagnetica passa e della geometria del corpo ricevente. Per quanto riguarda il primo punto i ricercatori Stefan-Boltzmann [6] hanno sviluppato una formulazione in grado di calcolare la potenza irradiata nelle 3 dimensioni da parte di un corpo nero che si trova ad una determinata temperatura (vedi Equazione 46).

Equazione 46
$$I_r = \sigma T^4$$

Con I_r la potenza irradiata, T la temperatura del corpo emittente (espressa in Kelvin) e σ denominata costante di Stefan-Boltzmann paria a $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$. Secondo questa legge, risulta che il Sole emette, essendo un corpo nero dalla temperatura superficiale di $6000 \text{ }^\circ\text{K}$, in tutte le lunghezze d'onda ma in particolare nello spettro del visibile. La superficie terrestre d'altro canto

riceve ed emette verso lo spazio, con i suoi 300°K, onde di spettro prevalentemente infrarosso tra 4 μm e 32 μm.

Per quanto riguarda il mezzo attraversato da parte delle onde elettromagnetiche è necessario considerare la filtrazione che l'atmosfera terrestre compie nei confronti di particolari lunghezza d'onda. Infatti come si può osservare dal Grafico 18 la radiazione solare viene filtrata da diversi composti molecolari atmosferici, limitando la densità radiativa incidente al suolo. Per lo stesso motivo, al suolo si registra anche un effetto di radiazione diffusa, derivante dallo scattering (o radiazione fra corpi) che i raggi solari subiscono nell'attraversamento delle componenti atmosferiche. Tale radiazione è variabile in funzione di diverse variabili di carattere climatico (copertura nuvole, umidità aria, ecc.) o del particolato atmosferico in sospensione, difficilmente calcolabile [8].

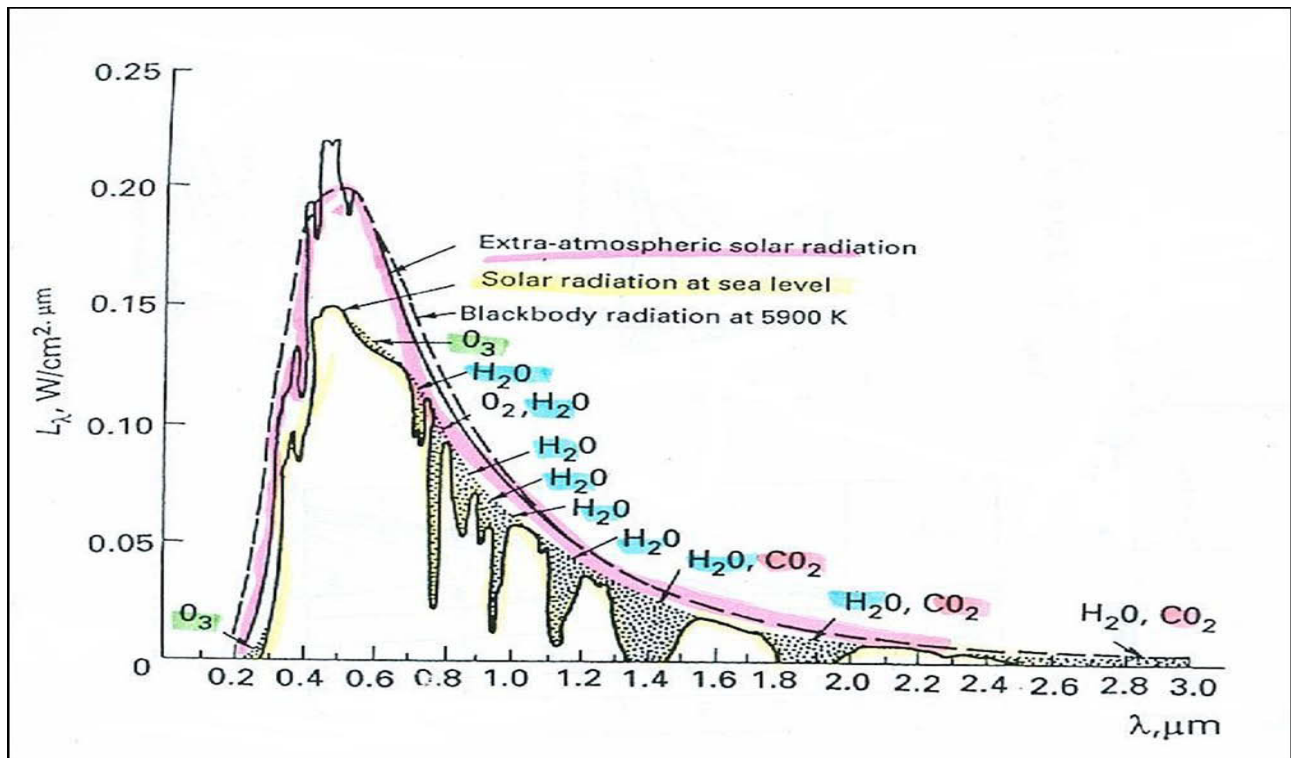


Grafico 18 – Distribuzione spettrale della radiazione solare extratmosferica ed incidente sulla superficie terrestre, in funzione degli assorbimenti molecolari atmosferici [7]

Per quel che riguarda lo studio delle serre solari interessa investigare in particolare la radiazione solare diretta e comprendere come essa interagisca, all'interno della camera di evaporazione, con la soluzione da trattare.

7.1.1.2. Metodo di calcolo

La distanza media della Terra dal Sole durante l'anno è chiamata Unità Astronomica (UA) con un valore di $1.496 \cdot 10^{11}$ m [9]. La Terra riceve un quantitativo di radiazione solare proporzionale al quadrato della distanza dal Sole. Oltre al moto di rotazione intorno al Sole, la Terra ruota intorno al suo asse inclinato di 23.5° (δ), rispetto la perpendicolare sul piano dell'eclittica. In funzione di quest'angolo si ha una variazione annuale di radiazione locale incidente sulla superficie, causando di conseguenza le stagioni.

La frazione di luce che viene persa per riflessione sulla superficie dipende dall'angolo di incidenza della radiazione solare (θ_{sun}), che coincide con l'angolo di zenit che, a sua volta, è una funzione della latitudine, dell'ora della giornata, e del giorno dell'anno ed è espresso come :

Equazione 47
$$\theta_{sun} = \cos (\sin \delta_{sun} \sin lat + \cos \delta_{sun} \cos lat \cos \tau_d)^{-1}$$

Con lat rappresentante la latitudine, δ_s l'inclinazione solare, τ_d l'angolo solare. Questi ultimi due sono definiti con:

Equazione 48

$$\delta_s = 0.006918 - 0.399912 \cos \tau_d + 0.070257 \sin \tau_d - 0.006758 \cos(2\tau_d) + 0.000907 \sin(2\tau_d) - 0.002697 \cos(3\tau_d) + 0.00148 \sin(3\tau_d)$$

E con

Equazione 49

$$\tau_d = 2\pi \frac{(J-1)}{365}$$

Con J il j -esimo giorno dell'anno. Una volta calcolato l'angolo di incidenza solare (θ_z), si può risalire alla quantificazione della densità della potenza solare (vedi Equazione 50).

Equazione 50

$$I_r = I_{r_0} \cos(\theta_{sun})$$

Dove I_{r_0} è la densità di potenza solare al livello del mare con angolo perpendicolare, si ricava che $W_0=975 \text{ Watt/m}^2$ [10].

La sequenza di equazioni appena descritta, si rende necessaria per poter calcolare la radiazione incidente sulla superficie della vasca che contiene la soluzione da trattare. Come già affermato nei precedenti capitoli, la radiazione solare entrante all'interno del sistema incide sulla vasca, la quale scalda sua volta la soluzione acquosa, facendola evaporare. Una volta calcolato l'angolo di incidenza dei raggi solari, è necessario elaborare come essi riescano a penetrare attraverso la copertura trasparente della serra solare. In questo caso ci viene incontro il modello elaborato da Rosa et Al. [11], la quale ha calcolato l'intensità radiativa all'interno di una serra semicilindrica. Le sue assunzioni sono state che l'intera copertura trasparente fossero completamente diffusive e la radiazione avesse comportamento isotropico. In questo caso si ricava che la radiazione al suolo (bacino assorbente) riceva una radiazione pari a:

Equazione 51

$$I_{r_{in}} = \frac{I_{r_0} \tau_{copertura} P}{1 - \zeta_{collettore} \zeta_{copertura} P}$$

Con I_{r_0} corrispondente alla radiazione solare esterna, $\tau_{copertura}$ la trasmittanza della copertura trasparente (pari a 0.7) e P è la frazione che viene emessa per radiazione diffusa dopo un numero di riflessioni all'interno del sistema (circa 0.85). $\zeta_{collettore}$ e $\zeta_{copertura}$ rispettivamente la riflettanza del collettore e della copertura trasparente (impostati a 5%). Ne risulta che all'interno della serra ad evaporazione entra circa il 63.8% della radiazione esterna registrata con i radiometri.

7.1.2. Scambiatore di calore

7.1.2.1. Introduzione

Si definiscono scambiatori calore, dei sistemi in cui avviene lo scambio energetico, sotto forma di calore, dalla sorgente calda a quella più fredda, senza che avvenga un passaggio di materia fra i due fluidi. Vi sono varie tipologie di scambiatori di calore in funzione della tipologia di fluidi che vengono a contatto. Infatti si parla di scambiatori di calore a piastre o a tubi, quando si ha un trasferimento energetico fra due fluidi allo stato liquido, mentre si tratta di scambiatori di calore a pacco alettato quando il trasferimento avviene fra due fluidi di cui almeno uno si trova allo stato gassoso. Tutti gli scambiatori di calore sono caratterizzati per avere due ingressi e due uscite tenute separate da un mezzo fisico solido in cui il calore si trasferisce per conduzione. L'efficienza di uno scambiatore si può calcolare in diversi modi, in funzione di cosa si vuole analizzare. Ogni superficie di separazione in uno scambiatore di calore presenta una costante, denominata K conducibilità termica, tipica del materiale con cui essa è realizzata. Fra i due lati della parete dello scambiatore di calore si viene a creare un flusso di energia che a livello teorico risulta infinito nello spazio e nel tempo. Non potendo avvenire in pratica questa eventualità, si cerca di realizzare degli

scambiatori di calore con la maggiore superficie possibile, la maggiore conducibilità termica e la migliore fluidodinamica fra le due pareti dello scambiatore possibile, al fine di agevolare il passaggio di calore coinvolgendo l'intera massa dei due fluidi. In questo ultimo caso vi possono essere due tipologie di scambiatori di calore: a flusso equicorrente o controcorrente. Si riporta il Grafico 19, rappresentante la differenza termodinamica che si registra nei due moti dei fluidi.

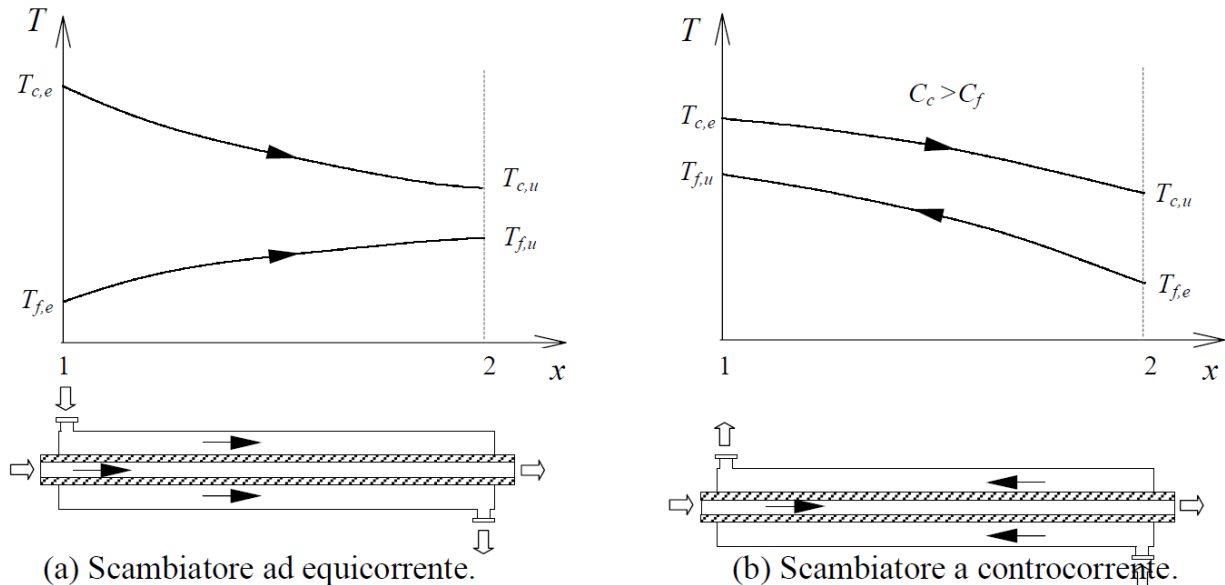


Grafico 19 – Andamento della temperatura all'interno di uno scambiatore di calore a tubi coassiali [12]

Quando all'interno di uno scambiatore di calore avviene un passaggio di stato di almeno uno dei due fluidi, si parla di condensatore. Nel caso in esame si tratterà di quest'ultima tipologia di scambiatori di calore, in cui entra a contatto un flusso d'aria caldo contenente vapore acqueo, derivante dalla camera di evaporazione, e l'acqua di raffreddamento, impiegata per far avvenire la condensazione del vapore acqueo del primo fluido. Secondo il Grafico 17, spostandoci dal punto A al punto B rappresentante i processi termici dei condensatori, si può osservare come si abbia una diminuzione di temperatura con mantenimento dell'umidità relativa al valore di 100%, ma con perdita di umidità assoluta o massa d'acqua. Questa perdita di acqua è denominata, in altre parti del presente lavoro, come acqua distillata e corrisponde alla capacità del sistema di depurare la soluzione acquosa iniziale.

Di seguito verrà illustrato l'algoritmo utilizzato per calcolare i vari parametri che permettono di ricavare i flussi energetici e di massa che avvengono all'interno di un condensatore. Tale operazione non risulta di semplice risoluzione, in quanto si dispongono di tre equazioni indipendenti, due bilanci energetici ed un'equazione di scambio termico, dovendo individuare: le quattro temperature con due portate dei flussi, una superficie di scambio e la potenza scambiata fra i due fluidi. Normalmente si dispongono di tabelle, ricavate sperimentalmente, che permettono di limitare le variabili incognite agevolando il calcolo. Per risolvere questo tipo di operazioni ci si affida a due metodi:

1. Metodo della media logaritmica delle differenze di temperature (o LMTD): l'algoritmo lega la potenza termica scambiata fra i due fluidi alla differenza di temperatura fra il fluido caldo e quello freddo (vedi Equazione 52):

$$\text{Equazione 52} \quad W_t = u A (T_c - T_f) = u A \Delta T_{ml}$$

Con W_t la potenza termica scambiata fra i due fluidi, u è il coefficiente di scambio termico globale e A l'area di scambio termico (o area di contatto fra i due fluidi). Mentre con ΔT_{ml} corrisponde alla differenza fra i due fluidi. Tale temperatura varia da punto a punto all'interno

dello scambiatore di calore (si veda Grafico 19), quindi si applica una calibrazione mediata opportunamente attraverso la seguente equazione:

Equazione 53

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,u}) - (T_{c,u} - T_{f,e})}{\ln \left(\frac{T_{c,e} - T_{f,u}}{T_{c,u} - T_{f,e}} \right)}$$

Con i pedici delle temperature **T** corrispondenti al fluido più caldo e più freddo (rispettivamente **c** e **f**) ed entrante ed uscente dallo scambiatore di calore (rispettivamente **e** e **u**). Questo metodo di calcolo degli scambiatori di calore viene utilizzato quando si conosce oltre alle temperature e le portate in entrata dei flussi, almeno una temperatura in uscita dallo scambiatore.

2. Metodo dell'efficienza (o ε-NTU): si considera l'efficienza dello scambiatore di calore calcolata come rapporto fra potenza termica effettivamente scambiata e la massima potenza termica scambiabile se lo scambiatore fosse infinito. Tale valore viene ricavato sperimentalmente in fase di costruzione dello scambiatore stesso. Si ricava che l'efficienza è in funzione del **NUT** (o numero di unità di trasmissione di calore) e **C** definito come rapporto delle capacità termiche orarie dei due flussi. Per quel che riguarda questa ricerca, si riporta solamente il legame fra ε e NUT nel caso dei condensatori, esprimibile attraverso l'Equazione 54:

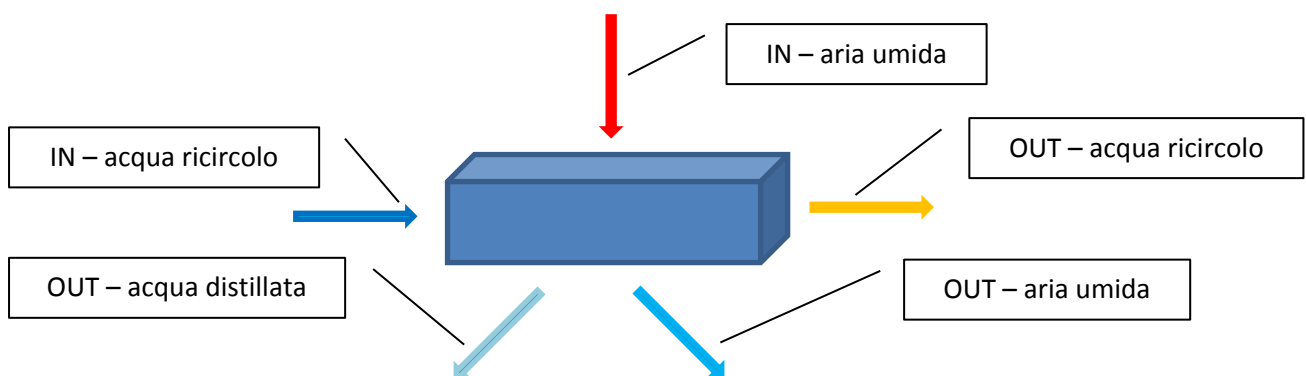
Equazione 54

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT}$$

Questo tipologia di metodo di calcolo viene impiegato quando si conosce già lo scambiatore di calore, conoscendo la sua efficienza, e non si conoscono le temperature in uscita dallo scambiatore.

7.1.2.2. Metodo di calcolo

Primariamente bisogna individuare le componenti che entrano ed escono dal sistema dello scambiatore di calore per comprenderne i bilanci di massa e di energia che avvengono al suo interno. Come si può osservare dallo Schema 5, nel condensatore si registrano due ingressi (vapore d'acqua e acqua di raffreddamento) e tre uscite (acqua di raffreddamento, aria umida e acqua condensata).



Schema 5 – Schema concettuale degli ingressi ed uscite dello scambiatore di calore a pacco alettato della serra solare

Per svolgere il calcolo dello scambiatore di calore si è deciso di impostare delle costanti iniziali per diminuire le variabili che intervengono nel calcolo e procedere con il bilancio energetico. Le costanti derivano da dati di letteratura e soprattutto delle sperimentazioni avvenute con i prototipi analizzati. Una volta impostato il calcolo, si è poi proceduto ad inserire i valori che derivano da gli altri blocchi e quindi ottimizzato l'intero calcolo. Nello specifico si sono impostate le portate d'ingresso, derivanti dalle caratteristiche costruttive dei sistemi di movimentazione utilizzati (ventilatore e pompa di ricircolo), le temperature di ingresso e di uscita sia dell'aria che dell'acqua

di raffreddamento. In questo modo si è riusciti a calcolare la portata di condensato e la superficie di scambio termico del condensatore.

Scendendo nell'analisi dei passaggi termodinamici si è proceduto, in prima istanza, a calcolare la portata massica dell'aria in ingresso data la portata volumetrica della ventola (impostata a 0.94 m³/min), vedi l'Equazione 55:

$$\text{Equazione 55} \quad Qm_{air,in} = Qv_{air,in} * \rho_{air,wet,in}$$

Con $Qm_{air,in}$ la portata massica dell'aria umida in ingresso, $Qv_{air,in}$ la portata volumetrica in ingresso nel condensatore e $\rho_{air,wet,in}$ la densità dell'aria umida. Quest'ultima legata alla temperatura e all'umidità dell'aria che arriva dalla camera di evaporazione, secondo l'Equazione 56:

$$\text{Equazione 56} \quad \rho_{air,wet} = \frac{\rho_{air,dry}(1+RH_{air,in})}{(1+1,609 RH_{air,in})}$$

E con $\rho_{air,dry}$ ricavata da:

$$\text{Equazione 57} \quad \rho_{air,dry} = \frac{P_{atm}}{286,9 * T_{air,in}}$$

Con $\rho_{air,wet}$ e $\rho_{air,dry}$ rispettivamente la densità dell'aria umida e secca, in funzione della temperatura dell'aria stessa ($T_{air,in}$), dell'umidità relativa ($RH_{air,in}$) a cui si trova e della pressione atmosferica (P_{atm}). Per poter svolgere un bilancio energetico del condensatore, è necessario calcolare l'energia dei due flussi in ingresso. In questo caso per quanto concerne l'aria umida in ingresso si può utilizzare il calcolo dell'entalpia:

$$\text{Equazione 58} \quad H_{air,in} = 1,005 T_{air,in} + (2501,3 + 1,82 T_{air,in}) * \omega$$

Che deriva dalla pressione relativa del vapore saturo ($P_{vap,sat}$):

$$\text{Equazione 59} \quad P_{vap,sat} = 1000 e^{16,6536 - \left(\frac{4030,183}{t_{air,in} + 235}\right)}$$

E quindi dal rapporto della massa umida (ω):

$$\text{Equazione 60} \quad \omega = 0,622 \frac{RH P_{vap,sat}}{P_{atm} - RH P_{vap,sat}}$$

Con $H_{air,in}$ l'entalpia dell'aria in ingresso, $T_{air,in}$ la temperatura dell'aria in ingresso. Lo stesso si può fare per l'acqua di raffreddamento in ingresso:

$$\text{Equazione 61} \quad h_{wat,in} = Cp_{wat} * t_{wat,in}$$

Con $h_{wat,in}$ l'entalpia dell'acqua di raffreddamento in ingresso, con la sua temperatura $T_{wat,in}$ e con Cp_{wat} il calore specifico dell'acqua (4.186 KJ/(kg*K)). Quanto calcolato con l'Equazione 58, può essere applicato anche all'aria in uscita dopo il condensatore, conoscendone la temperatura d'uscita e impostando l'umidità relativa pari a 100%, per definizione derivante dal diagramma di Mollier (si veda Grafico 17 passaggio da A a B). In realtà nel processo di raffreddamento con deumidificazione solo una parte d'aria viene in contatto con la superficie raffreddante subendo il processo A-B. La rimanente parte dell'aria (aria by-passata) non subisce alcuna trasformazione (rimane cioè nello stato A). All'uscita della batteria di raffreddamento si avrà quindi un mescolamento tra l'aria nelle condizioni B e alle condizioni A, risultando una miscela. Si definisce, quindi, un fattore di bypass F , il rapporto tra la portata d'aria by-passata e quella totale (caratteristico delle caratteristiche costruttive del condensatore):

Equazione 62

$$F = \frac{Q_{air, stato A}}{Q_{air, stato B}}$$

Con $Q_{air, stato A}$ l'aria che non ha subito il processo di deumidificazione e $Q_{air, stato B}$ la portata d'aria che ha perso parte del suo contenuto d'acqua derivante dall'abbassamento di temperatura. Il fattore di Bypass è stato impostato a 0.1, in linea con i dati di letteratura [13]. Si tralascia in questa sezione, per motivi di sintesi, di dettagliare le formulazioni del calcolo dell'entalpia per miscele gassose, comunque applicate nella stesura dell'algoritmo di calcolo. Una volta in possesso delle entalpie dell'aria in ingresso e dell'aria in uscita dal condensatore è possibile calcolare la potenza termica scambiata, attraverso l'Equazione 63:

Equazione 63

$$W_t = Qm_{air,in}(h_{air,in} - h_{air,out})$$

Con W_t la potenza termica scambiata fra l'aria in ingresso ($h_{air,in}$) e quella in uscita ($h_{air,out}$). Dalla differenza entropica è possibile anche calcolare il quantitativo di condensato che si è generato, e quindi la portata in uscita di acqua depurata. A tal riguardo si utilizza la seguente equazione:

Equazione 64

$$Q_{cond} = Qm_{air,in}(\omega_{air,in} - \omega_{air,out})$$

Con Q_{cond} la portata di acqua distillata estratta dalla massa d'aria (espressa in Kg/sec). Avendo trovato la potenza termica scambiata si può conoscere la portata necessaria dell'acqua di raffreddamento:

Equazione 65

$$Q_{wat,in} = \frac{W_t}{4,18(t_{wat,out} - t_{wat,in})}$$

Con $Q_{wat,in}$ la portata dell'acqua di raffreddamento. Ora si hanno tutti i parametri necessari per dimensionare lo scambiatore di calore, avendo impostato dei valori verosimili nelle temperature e del salto termico dell'aria. Si rimanda per un maggiore approfondimento all'Appendice II.

APPENDICE II – Calcolo delle dimensioni del condensatore

Quando si vuole realizzare un prototipo, è necessario avere un dimensionamento fisico delle strutture in grado di poter svolgere quanto calcolato a livello teorico. Qui di seguito verranno descritti i passaggi necessari per poter dimensionare correttamente un condensatore per l'aria umida. Il principale problema riscontrato, è derivato dalle basse portate di aria che vengono smosse all'interno della serra solare, rendendo poco efficienti i coefficienti di scambio termico e richiedendo grandi superfici di scambio termico.

Nello specifico si è proceduto a comprendere i tipi di moti che avvengono all'interno dello scambiatore, se turbolenti o laminari, in quanto essi determinano la capacità di miscelamento e trasferimento energetico da parte dell'aria e dell'acqua di raffreddamento. Quindi si è cercata la velocità dell'aria e dell'acqua in ingresso :

Equazione 66
$$v_{wat,tubi} = \frac{Q_{wat,in}}{A_{wat,tubi}} \text{ e } v_{air,tubi} = \frac{Q_{air,in}}{A_{air,tubi}}$$

Con $v_{wat,tubi}$ e $v_{air,tubi}$ rispettivamente la velocità dell'acqua e dell'aria nei tubi in ingresso al condensatore, aventi portata $Q_{wat,in}$ e $Q_{air,in}$ e una sezione di $A_{wat,tubi}$ e $A_{air,tubi}$. Da qui si possono ricavare una serie di numeri adimensionali in grado di descrivere lo stato del moto, quali il numero di Reynolds (vedi Equazione 67), il numero di Prandtl (vedi Equazione 68) e di Nusselt (vedi Equazione 69) finalizzati al calcolo del coefficiente di scambio convettivo dell'acqua (α_{wat}) con l'Equazione 70 :

Equazione 67
$$Re = \frac{4Q_{wat}}{\mu_{wat}\pi D}$$

Dove viene indicato con **Re** il numero di Reynolds, utile per calcolare lo stato di turbolenza del flusso, Q_{wat} la portata dell'acqua, μ_{wat} la viscosità dinamica dell'acqua e **D** il diametro interno delle tubazioni del condensatore.

Equazione 68
$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{v}{a}$$

Con **Pr** il numero di Prandtl, utile per calcolare il rapporto fra la diffusività della quantità di moto e la diffusività termica, con c_p il calore latente, μ la viscosità dinamica e **k** la conducibilità termica dell'acqua.

Equazione 69
$$Nu = 0,0289Re^n Pr^m$$

Con **Nu** il numero di Nusselt, utile per definire i moti convettivi di trasferimento di calore, con **n** e **m** due coefficienti sperimentali derivanti dalla superficie delle condutture (con $n=0.5$ e $m=0.33$ per numeri di Reynolds < di 2300 [15]).

Equazione 70
$$\alpha_{wat} = Nu * \frac{K_{wat}}{D}$$

Con α_{wat} il coefficiente di scambio convettivo dell'acqua di raffreddamento, con K_{wat} la costante di conducibilità termica dell'acqua. Lo stesso procedimento si può applicare all'aria umida della camera di evaporazione, assegnando gli opportuni coefficienti, denominandolo α_{air} . Ora è possibile calcolare il coefficiente globale di scambio termico definito come:

Equazione 71
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wat}} + \frac{1}{\alpha_{air}}}$$

La superficie necessaria di scambio termico, o dimensioni dello scambiatore di calore, sono quindi ricavabili secondo la seguente equazione:

Equazione 72
$$A_{condensatore} = \frac{W_t}{k \Delta T_{ml}}$$

Con $A_{condensatore}$ l'area di scambio termico, W_t la potenza termica scambiata, **k** il coefficiente globale di scambio termico e ΔT_{ml} la media logaritmica delle temperature calcolabile attraverso l'Equazione 53.

Per ridurre i volumi occupati, mantenendo la superficie di scambio termico, si sono sviluppati negli anni diverse geometrie di realizzazione degli scambiatori di calore. Nel caso specifico, trasferimento di calore da aria a liquido, si utilizzano normalmente i pacchi alettati, costituiti da tubi in materiale conduttore con agganciate longitudinalmente delle alette che permettono di aumentare la superficie limitando il volume occupato (vedi Figura 14).

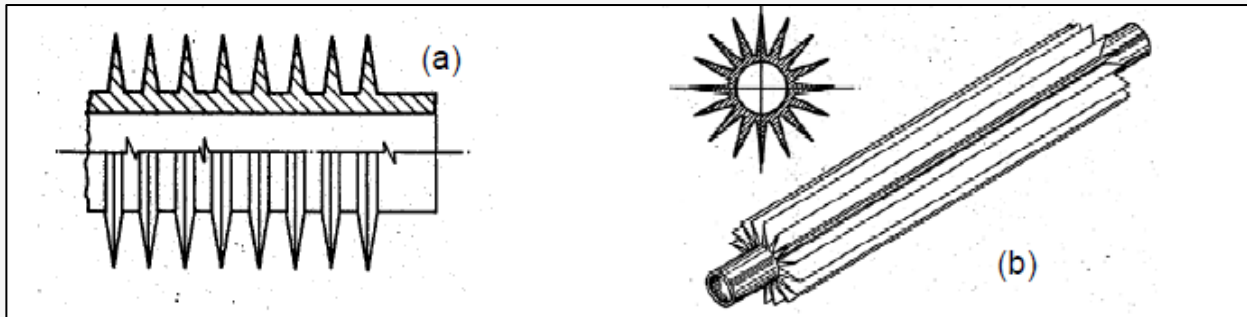


Figura 14 – Schema rappresentante un tipico tubo alettato, utilizzato per lo scambi termico liquido-gas

In un pacco alettato si registrano diversi passaggi in un'unica struttura di un tubo alettato, grazie ad una serie di curve, permettendogli di avere una conformazione compatta e densamente occupata dalle alette. In questo caso, avendo calcolato la superficie di scambio termico, si può procedere a calcolare le dimensioni dello scambiatore di calore, attraverso l'Equazione 73:

Equazione 73
$$n_{tubi} = \frac{H_{rad}}{int}$$

Con n_{tubi} il numero dei tubi alettati, H_{rad} l'altezza del radiatore e int la distanza di inter-asse fra due tubi alettati. Da qui si può ricavare la lunghezza dei tubi necessaria e quindi la larghezza dello stesso condensatore:

Equazione 74
$$l_{tubi} = \frac{A_{condensatore}}{\pi D n_{tubi}}$$

Con l_{tubi} la lunghezza dei tubi $A_{condensatore}$ l'area di scambio termico, precedentemente determinata, D il diametro dei tubi e n_{tubi} il loro numero.

7.1.3. Riscaldamento dell'aria

7.1.3.1. Introduzione

Secondo quanto esposto precedentemente si osserva che l'aria, in uscita dallo scambiatore di calore, presenta una temperatura più bassa ma mantenendo costante il suo valore di umidità relativa, contrariamente all'umidità assoluta. Infatti rifacendosi al Grafico 17, ci si trova al punto B. La massa d'aria, a causa dell'abbassamento di temperatura, ha perso un quantitativo di acqua pari allo spostamento a sinistra sull'asse delle ascisse dal punto A al punto B (pari a $Q_{condensatore}$ dell'Equazione 64). Se tale aria venisse reimpressa direttamente all'interno della camera di evaporazione, essa non sarebbe in grado a ricevere ulteriore vapore d'acqua a meno che non si surriscaldi. Dal Grafico 20 si osserva come varia l'evaporazione potenziale di una superficie di acqua a temperatura costante, in funzione delle diverse temperature dell'aria sovrastante e della loro umidità relativa. Questo grafico, spiegato nel suo calcolo nel capitolo successivo, dimostra come sia più efficiente, dal punto di vista dell'evaporazione, inserire nella camera di evaporazione aria ad elevata temperatura con la minore umidità relativa possibile. Questo dato non era mai stato preso in considerazione, allo stato di conoscenza dello scrivente, nell'analisi di ottimizzazione delle

serre solari sia attive che passive. Questo perché nessuna serra solare studiata, allo stato dell'arte, prevede una deumidificazione dell'aria e un suo successivo ricircolo.

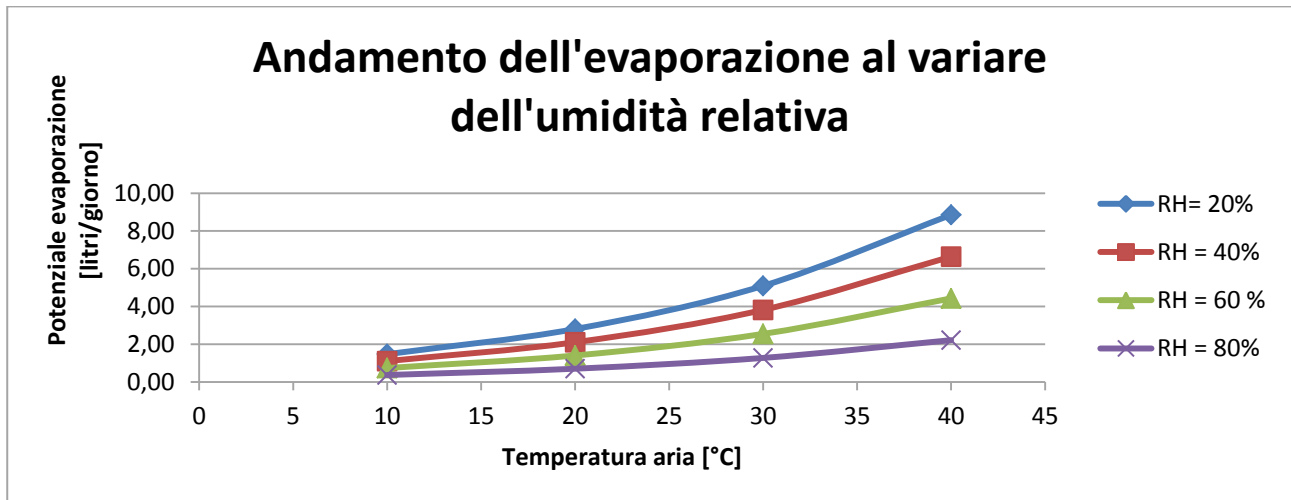
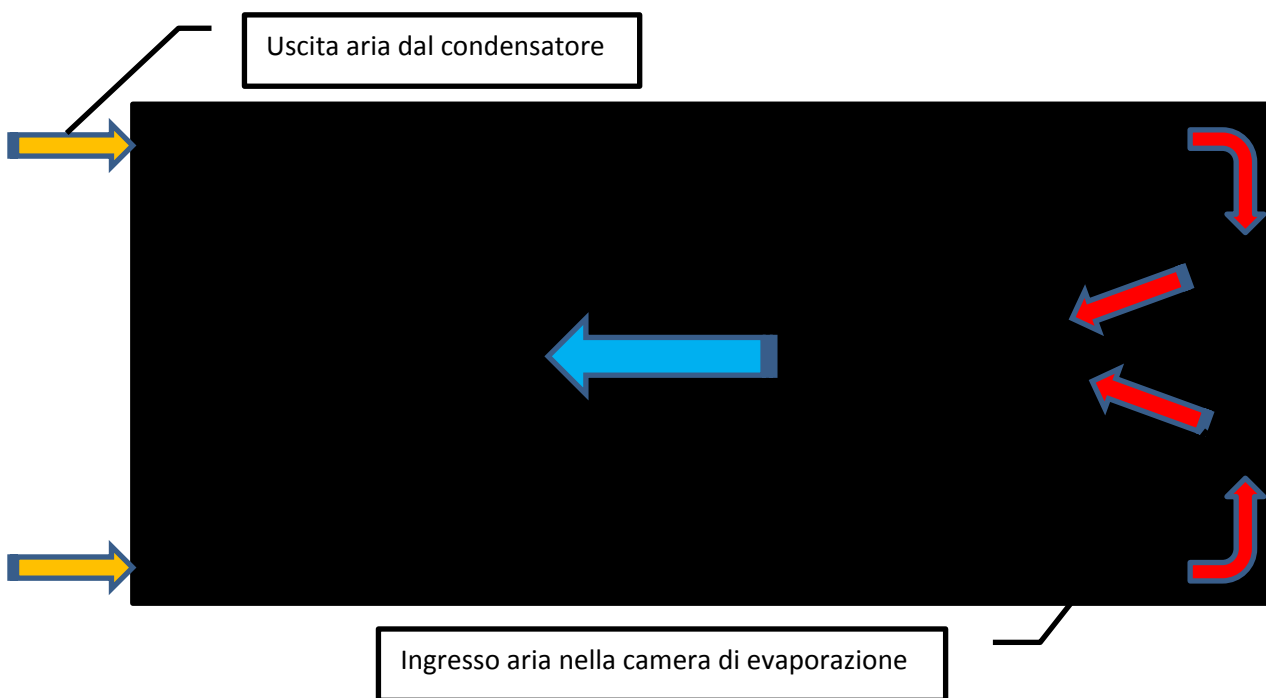


Grafico 20 – Andamento dell'evaporazione potenziale al variare della temperatura dell'aria e della sua umidità relativa (RH)

Si può dimostrare termodinamicamente, confrontando i calori specifici dell'acqua e dell'aria, come richieda minore energia scaldare l'aria che la stessa massa di acqua. Risulta quindi interessante prevedere la realizzare dei sistemi in grado di aumentare la temperatura dell'aria, senza che avvenga anche un flusso di massa d'acqua, sotto forma di vapore. In pratica, rifacendosi al grafico psicrometrico rappresentato nel Grafico 17, bisognerà muoversi verticalmente dal Punto B al Punto C. Per fare questo si è deciso di modificare la progettazione delle serre solari con la creazione di due canali di ritorno dell'aria affiancati alla vasca di evaporazione, anch'essi surriscaldati dalla radiazione solare. In questo modo l'aria, percorrendo il percorso dallo scambiatore di calore all'ingresso nella vasca di evaporazione acquista energia sotto forma di calore, aumentando la sua temperatura e diminuendo la sua umidità relativa. Si veda Schema 6.



Schema 6 – Rappresentazione del ciclo dell'aria all'interno del canale dell'aria e successivo ingresso nella camera di evaporazione, dove si trova l'acqua in evaporazione.

7.1.3.2. Metodo di calcolo

Contrariamente a quanto visto nel calcolo del capitolo precedente, in cui lo scambiatore di calore è stato preso nella sua interezza, qui si considerano dei segmenti definiti e si studierà come aumenta la temperatura dell'aria in funzione della radiazione incidente sulla superficie del fondo. Si assume che all'interno del canale tutto lo sviluppo verticale dell'aria sia uniforme dal punto di vista della temperatura, senza considerare i moti convettivi all'interno di ogni singolo segmento. Lo scopo di questa parte di calcolo è quello di calcolare la temperatura e l'umidità relativa all'inizio e alla fine del canale laterale, in cui l'aria scorre prima del suo ingresso nella camera solare. In questo caso siamo in presenza solamente di una fase gassosa, con un unico bilancio energetico, visto che il contenuto in massa di acqua rimane costante in tutto il suo percorso. Inoltre non si sono considerate le dispersioni di calore verso l'esterno, attraverso la copertura trasparente, né le possibili ombre che si vengono a generare all'interno del canale di riscaldamento dell'aria nell'arco della giornata.

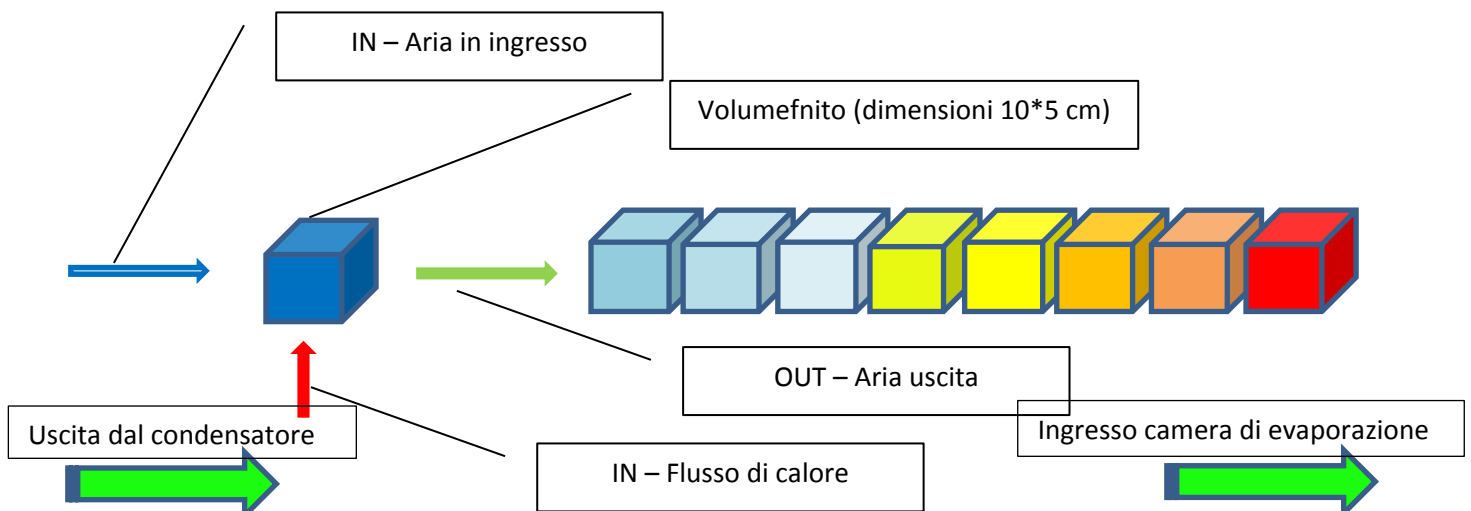
Per definizione si è a conoscenza della temperatura in uscita dal condensatore e della sua umidità (RH=100%), nonché della sua portata in massa (

Equazione 55) e volume precedentemente calcolata.

Data la temperatura in uscita dallo scambiatore di calore, qui definita $T_{air,in}$, e della sua massa umida (Equazione 60) si ricava, attraverso l'Equazione 58, l'entalpia dell'aria $h_{air,in}$. A questo punto è necessario calcolarsi il calore che la piastra è in grado di emettere, quindi a trasferire, all'aria che passa all'interno del canale. Si parte dall'Equazione 51 e dai dati rilevati della radiazione solare, da qui si applica:

Equazione 75
$$W_{can} = W_{piastra} * (b * l)$$

Con W_{can} è il calore scambiato con l'aria del canale, dato $W_{piastra}$ (rappresentante il calore emesso dalla superficie della piastra), all'interno di ogni volume finito, di larghezza b (impostata a 0.1 m) e di lunghezza B (impostato a 0.05 cm). Quest ultimo dato ci permette di stabilire la grandezza dei nostri volumi finiti e quindi la modularizzazione del nostro calcolo. Per capire meglio ci si rimanda allo Schema 7.



Schema 7 – Rappresentazione schematica degli ingressi energetici e massici all'interno del canale di riscaldamento e la sua suddivisione in volumi finiti della lunghezza di 5 cm.

Si ricava che $W_{piastra}$ deriva da un doppio passaggio quale:

Equazione 76
$$T_{piastra} = \sqrt[4]{\frac{I r_{in} * \epsilon}{\sigma}}$$

E quindi:

Equazione 77
$$W_{piastra} = \sigma T_{piastra}^4$$

Con $T_{piastra}$ la temperatura della piastra sotto la radiazione entrante nella serra $I_{r,in}$, con ϵ l'emissività della piastra e σ la costante di Stefan-Boltzman. Trovato il calore che la vasca è in grado di trasferire alla massa d'aria, si può ricavare l'entalpia in uscita dal volume definito:

Equazione 78
$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{W_{can}}{Q_{air}}$$

Con $h_{air,out}$ l'entalpia in uscita dal volume finito e Q_{air} la portata massica dell'aria. Da qui si può ricavare la temperatura dell'aria in uscita dal volume finito pari a:

Equazione 79
$$T_{out} = \frac{h_{air,out} - 2501.3 * \omega}{1.005 + 1.82 * \omega}$$

Con T_{out} la temperatura in uscita dal volume finito, e con ω la massa umida (calcolata con l'Equazione 60). Si può quindi calcolare l'umidità relativa in uscita attraverso la seguente equazione:

Equazione 80
$$RH_{out} = \frac{\omega * P_{atm}}{0.622 * P_{vap,sat} + \omega * P_{vap,sat}}$$

Con $P_{vap,sat}$ e P_{atm} rispettivamente la pressione del vapore saturo e dell'atmosfera.

Dall'algoritmo fin qui descritto si possono trarre alcune riflessioni. In primo luogo si osserva come sia più facile e veloce aumentare la temperatura dell'aria, rispetto a quello dell'acqua (si veda Grafico 21). In seconda analisi si osserva come la temperatura aumenti in maniera costante con una radiazione costante, al contrario dell'umidità che ha un andamento esponenziale. Quest'ultima ha una forte discesa nel primo metro di percorso all'interno del canale di riscaldamento dell'aria, per poi diminuire la sua discesa nella seconda parte del canale, in particolare per radiazioni elevate (600-900 W/m²). Da queste osservazioni risulta come l'aggiunta del canale di riscaldamento dell'aria, anche se di piccole dimensioni, possa modificare intensamente la temperatura e l'umidità prima dell'ingresso nella camera di evaporazione.

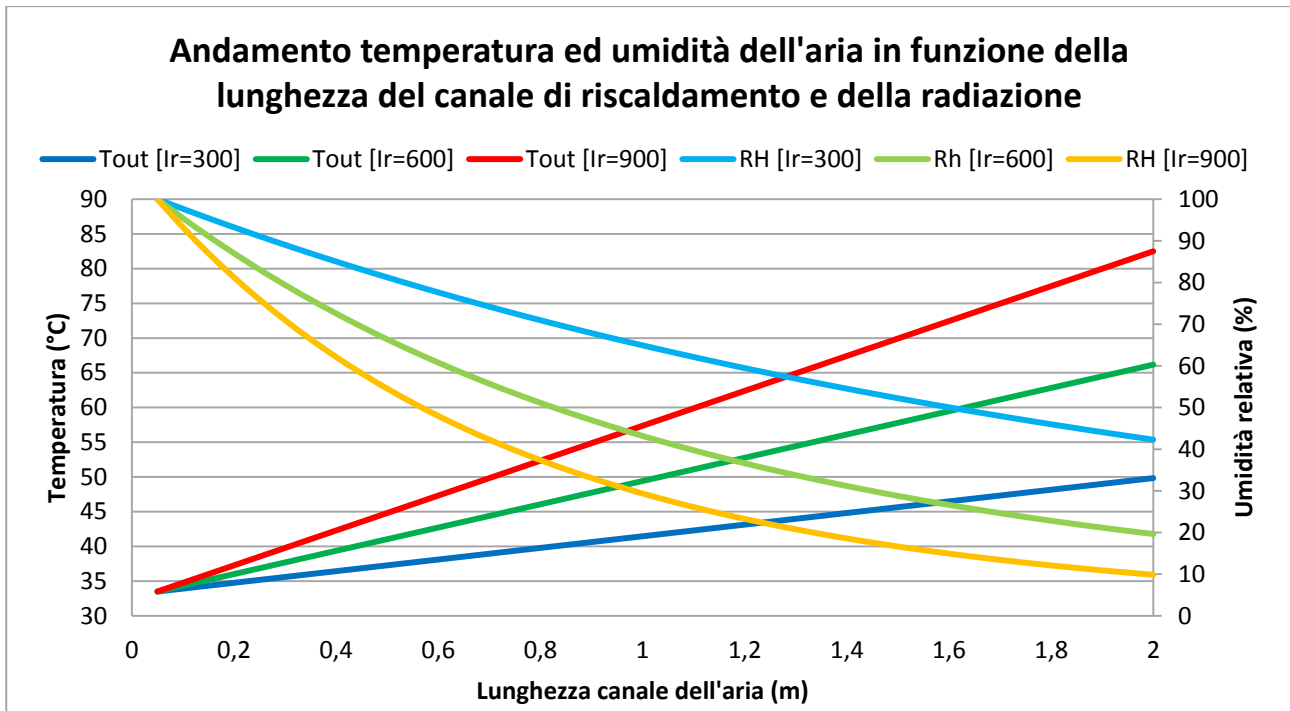


Grafico 21 - Andamento teorico della temperatura e dell'umidità in funzione della radiazione incidente e della lunghezza del canale dell'aria.

7.1.4. Camera di evaporazione

7.1.4.1. Introduzione

La camera di evaporazione si può definire il “cuore” del sistema, in quanto in essa si forma il cambiamento di fase della soluzione da trattare e la separazione fra solvente e soluti. Come spiegato in altre parti della presente ricerca l'acqua inquinata o salata entra da una parte della vasca e qui, grazie all'energia fornita dalla radiazione solare, in parte evapora. Il vapore sospinto da una ventola viene estratto e inviato allo scambiatore di calore, precedentemente descritto. La soluzione che rimane sul fondo, man mano sempre più ricca di soluti che non passano alla fase gassosa, man mano si concentra fino al punto di saturazione e quindi eliminati nel lato opposto rispetto all'ingresso della soluzione iniziale. In questo ambiente avvengono una serie di reazioni termodinamiche con la presenza di due fasi (liquida e gassosa), con il trasferimento di energia prima dalla radiazione solare, la quale surriscalda il fondo della vasca (tinto di nero). Questo ultimo trasferisce il calore alla soluzione, la quale si surriscalda e avvia il cambiamento di fase. Come esposto rilevato da Penman [16], l'evaporazione dell'acqua è in funzione della sua temperatura, della temperatura esterna, dall'umidità relativa dell'aria e dalla velocità del vento. Questi quattro aspetti, al fine di ottimizzare il processo evaporativo, devono essere correttamente bilanciati al fine di trasferire quanta più massa d'acqua dalla fase liquida a quella aeriforme. Alcuni studi termodinamici sono stati condotti in merito alle forzanti che regolano l'evaporazione, quantificandola [16, 17, 18, 19], limitandosi a calcolare il flusso energetico e di materia in ambienti aperti quali laghi o acquitrini. Pochi autori si sono concentrati a quantificare matematicamente l'evaporazione nelle serre solari [1, 2]. Nessuno, a conoscenza dello scrivente, ha affrontato l'analisi della quantificazione dell'evaporazione in una serra solare con un ricircolo dell'aria.

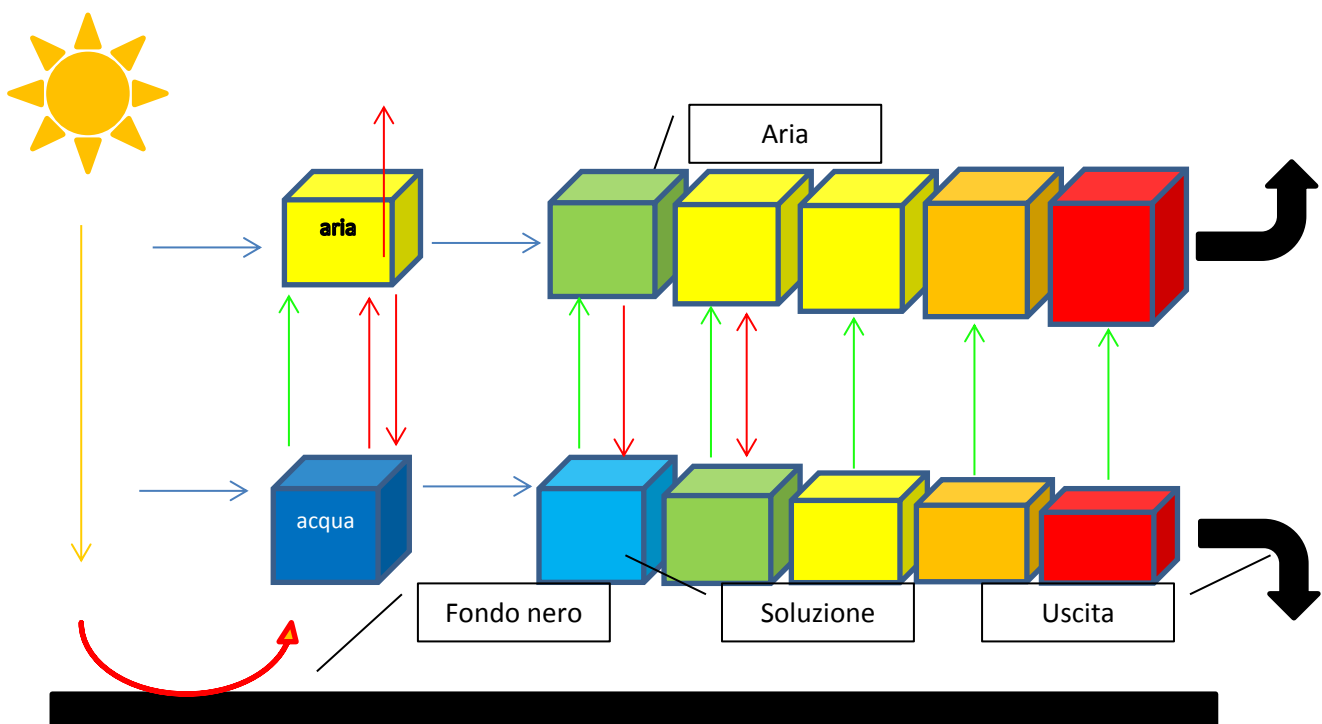
7.1.4.2. Metodo di calcolo

Per calcolare un flusso in movimento, il metodo dei volumi finiti è la soluzione che più si addice alla sua modellizzazione. Come affrontato nel paragrafo riguardante il canale di riscaldamento dell'aria, anche in questo caso la vasca di evaporazione è stata suddivisa longitudinalmente in una serie di

sezioni da 0.05m e quindi studiato cosa accada all'interno di ogni volume così definito. In questo caso vi sono una serie di variabili ulteriori che entrano nel calcolo termodinamico. Infatti, si assiste alla seguente sequenza termodinamica, in quanto l'acqua risulta perlopiù trasparente alla radiazione solare diretta da parte del Sole. I passaggi termodinamici sono i seguenti:

1. Radiazione solare entrante nella serra
2. Surriscaldamento della piastra
3. Emissione di calore da parte della piastra verso l'acqua sovrastante
4. Trasferimento di massa fluida, in quanto l'acqua scorre all'interno della vasca
5. Scambio di calore dall'acqua all'aria che vi fluisce sopra
6. Passaggio di fase di una parte dell'acqua verso l'aria, con conseguente aumento della sua concentrazione di sali
7. Asportazione del vapore d'acqua che si viene a generare.

Per comprendere meglio i passaggi qui elencati si può sintetizzare nel seguente schema ciò che accade all'interno della vasca di evaporazione, individuando i diversi flussi energetici e di massa, in seguito descritti:



Schema 8 – Schematizzazione dei processi che avvengono nella camera di evaporazione. Rappresentante i volumi finiti individuati nella vasca di evaporazione, con dimensioni relative in funzione della massa di acqua. Individuate le frecce con colore arancione attestante la radiazione solare, rosso il flusso di energia (calore), verde il flusso di massa e in blu il movimento dei flussi lungo la vasca.

Dal punto di vista del modello matematico si inizia dall'individuazione della radiazione solare entrante ed incidente sulla superficie della vasca. Si applica quindi quanto descritto dalla Equazione 51. Quindi si calcola, in funzione dell'emissività del fondo nero che costituisce la vasca, la sua temperatura teorica, utilizzando l'Equazione 76 e successivamente il calore trasferito alla soluzione che vi scorre sopra (Equazione 77). Ipotizzando di riversare all'interno della vasca una

porta determinata, pari a $Q_{\text{wat,in}}$ si ricava l'entalpia dell'acqua salata attraverso l'Equazione 20, in funzione della temperatura e della salinità della soluzione.

In questo caso si è deciso di calcolare la tipologia di moto che si viene a creare all'interno della lamina d'acqua, al fine di comprendere come il calore (e di conseguenza anche la massa) si muovono all'interno della colonna d'acqua. A tal proposito si è proceduto a calcolare, in prima istanza, il numero di Prandtl, secondo l'Equazione 68, al fine di individuare la diffusione termica del fluido.

Si è passati poi a stabilire la velocità del flusso che scorre nell'unità di tempo per la sezione analizzata, attraverso la seguente formulazione:

Equazione 81
$$v_{\text{wat}} = \left(\frac{Q_{\text{m,wat}}}{3600 \cdot \rho_{\text{wat}} \cdot b \cdot H_{\text{wat}}} \right)$$

Con v_{wat} la velocità dell'acqua attraverso la sezione del volume finito analizzato, $Q_{\text{m,wat}}$ è la portata massica che passa nell'unità di tempo, ρ_{wat} la densità dell'acqua salata, b la larghezza della vasca e H_{wat} l'altezza dello strato d'acqua fra il fondo della vasca e il pelo libero. Poi si è calcolato il diametro equivalente D della sezione che si sta analizzando, per quanto riguarda l'acqua:

Equazione 82
$$D = \frac{4 \cdot b \cdot H_{\text{wat}}}{2 \cdot (b + H_{\text{wat}})}$$

In questo modo è possibile applicare l'equazione di Reynolds per valutare il tipo di moto che si viene a registrare all'interno della sezione analizzata, nello specifico essa risulta:

Equazione 83
$$Re = \frac{v_{\text{wat}} \cdot D \cdot \rho_{\text{wat}}}{\mu_{\text{wat}}}$$

Con Re il numero di Reynolds, v_{wat} la velocità dell'acqua e D il diametro equivalente, mentre con ρ_{wat} e μ_{wat} rispettivamente la densità dell'acqua salata e la viscosità dinamica dell'acqua salata. Si osserva che ci si trova in costante moto laminare all'interno della vasca, in quanto le portate sono troppo basse per giungere ad un moto turbolento. In questo caso per comprendere come la "particella" d'acqua surriscaldata dal fondo si muova all'interno della colonna d'acqua è necessario calcolare il numero di Grashof, il quale rappresenta la velocità equivalente dovute alle spinte di galleggiamento, ricavabile attraverso l'Equazione 84:

Equazione 84
$$Gr = \frac{\beta \cdot \rho_{\text{wat}}^2 \cdot l \cdot g \cdot (T_{\text{piastra}} - T_{\text{wat}})}{\mu^2}$$

Con Gr il numero di Grashof, l la lunghezza di riferimento, ρ_{wat} la densità dell'acqua, β il coefficiente di dilatazione (pari a 0.00021 m/K^1), g l'accelerazione gravitazionale e T_{piastra} e T_{wat} rispettivamente la temperatura della piastra e dell'acqua, ed in fine μ la viscosità dinamica dell'acqua. In fine ci si può ricavare il rapporto fra la diffusività cinetica rispetto a quella termica, calcolando il numero di Prandtl:

Equazione 85
$$Pr = Cp_{\text{wat}} \left(\frac{\mu_{\text{wat}}}{\lambda_{\text{wat}}} \right)$$

Con Pr il numero di Prandtl, con Cp_{wat} il calore specifico dell'acqua, μ_{wat} la sua viscosità dinamica e λ_{wat} la conducibilità termica. Dai risultati si ricava che si è in regime di convezione e quindi si può calcolare il numero di Nusselt, con l'uso dell'Equazione 86, in quanto ci si trova nel caso di convezione naturale:

Equazione 86
$$Nu = C Gr^n Pr^m$$

Con Nu il numero di Nusselt, C una costante calcolata sperimentalmente per il caso specifico paria a $0.13 [^{14}]$, e n ed m costanti caratteristiche del sistema (posti a 0.33) per i numeri di Prandtl Pr e Grashof Gr . Si può quindi calcolare con l'Equazione 70 il coefficiente di scambio convettivo dell'acqua α_{wat} .

Dopo aver analizzato il comportamento dell'acqua, si passa ad analizzare l'atmosfera che si trova sopra al volume finito liquido, in modo da quantificare l'interazione fra le due fasi. La massa d'aria, la temperatura e la sua umidità in ingresso sono fornite in funzione dei risultati in uscita dal calcolo del capitolo 7.1.3. Da qui si può calcolare la densità dell'aria con l'Equazione 56. Come nel caso dell'Equazione 81, anche in questo caso ci si calcola la velocità dell'aria nella sezione analizzata:

Equazione 87
$$v_{air} = \left(\frac{Q_{m_{air}}}{\rho_{air} \cdot b \cdot h_{air}} \right)$$

Con v_{air} la velocità dell'aria attraverso la sezione, $Q_{m_{air}}$ la portata massica, ρ_{air} la densità dell'aria, b la larghezza della sezione e h_{air} la sua altezza dal pelo libero dell'acqua alla copertura trasparente. In questo algoritmo non si è tenuto conto degli attriti dell'aria che ne causano un rallentamento con l'allontanamento dall'immissione o le turbolenze lungo il profilo o nei pressi delle pareti, ma si è supposto che all'interno del volume finito vi fosse un'uniformità. Attraverso l'applicazione dell'Equazione 60 è possibile calcolarsi la massa di aria umida dell'aria, e da questa derivare il calore specifico dell'aria:

Equazione 88
$$Cp_{air} = 1004.832 + 1925.928 * \omega$$

Con Cp_{air} il calore specifico dell'aria umida e ω la massa d'aria umida. Inoltre è possibile calcolarsi l'entalpia dell'aria umida, applicando l'Equazione 58. Ora che si hanno tutte le informazioni in merito allo stato dell'aria, si può investigare la tipologia di moti che avvengono al suo interno, con il numero di Reynolds (Equazione 83). Si può inoltre calcolare il comportamento termico, con il numero di Prandtl (Equazione 85), il numero di Grashof (Equazione 84) e quindi il numero di Nusselt (Equazione 86). In fine, come mostrato per quanto riguarda il volume d'acqua, si può calcolare il coefficiente di scambio convettivo con l'Equazione 70.

Si può ora procedere a calcolare il quantitativo di acqua che è in grado di passare dalla fase liquida a quella aeriforme, avendo a disposizione tutte le informazioni di entrambe le fasi. Per calcolare l'evaporazione ci si deve rifare alla formulazione avanzata da Penman [16], considera fra le più affidabili allo stato attuale, ma variata in modo da renderla applicabile al caso di studio. In particolare la formulazione di Penman semplifica l'intero bacino in un unicum, nel quale la radiazione solare interviene nel surriscaldamento dell'acqua, nel nostro caso invece la radiazione viene mediata secondo l'Equazione 51. La formula di Penman, così viene riscritta:

Equazione 89
$$Q_{evap} = \frac{\Gamma}{\Gamma + \gamma} (W_{piastra} - W_{dispersa}) + \frac{\gamma}{\gamma + \Gamma} * 6.43(1 + 0.53v_{air}) * (P_{vs} - P_v)$$

Con Q_{evap} il quantitativo in mm/sec di acqua che passa alla fase aeriforme, Γ la curva della pressione di vapore (calcolata con l'Equazione 90), γ la costante psicrometrica (calcolata con l'Equazione 91), $W_{piastra}$ e $W_{dispersa}$ la potenza energetica emessa dalla piastra e dispersa verso l'esterno rispettivamente. Con v_{air} la velocità dell'aria all'interno del volume finito considerato, con una pressione di vapore saturo e non rispettivamente identificati con P_{vs} e P_v .

Equazione 90
$$\Gamma = 0.20(0.00738 * T_{air} + 0.8072)^7 - 0.000116$$

E

Equazione 91
$$\gamma = 0.00163 * \frac{P_{atm}}{L}$$

Con P_{atm} la pressione atmosferica e L il calore latente di evaporazione in funzione della temperatura (Equazione 111). Una volta individuata la massa d'acqua che passa alla fase volatile, si è impostato un valore di correzione dello 0.8, a causa delle dispersioni verso l'esterno che l'algoritmo non è in grado di calcolare (ad es. attraverso la copertura trasparente e strato isolante).

Ora si è in grado di calcolare l'incremento della temperatura dell'acqua, con la seguente equazione:

$$\text{Equazione 92} \quad T_{wat,out} = \frac{W_{piastra} - (L * Q_{evap}) - 0.9 A * (T_{wat} - T_{air})}{4186 * m_{wat}}$$

Per quanto riguarda l'aria, abbiamo che il suo stato all'uscita del volume finito ha aumentato il suo contenuto di acqua in fase di vapore e modificato la sua temperatura. Per bilanciare energeticamente questo passaggio è necessario calcolarsi una serie di flussi termici:

$$\text{Equazione 93} \quad W_{lat} = Q_{vap} * 1000 * L$$

Con W_{lat} il flusso termico legato al calore latente.

$$\text{Equazione 94} \quad W_{wat/air} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wat}} + \frac{1}{\alpha_{air}}} * A * (T_{wat} - T_{air})$$

Con $W_{wat/air}$ il flusso termico legato al calore fra le due fasi (acqua ed aria).

$$\text{Equazione 95} \quad W_{air/amb} = \alpha_{air} * A * (T_{air} - T_{amb})$$

Con $W_{air/amb}$ il flusso termico dall'interno del sistema all'esterno verso l'ambiente circostante. Si ricava quindi che l'aria si trova, dopo l'evaporazione, ad una massa d'acqua pari a:

$$\text{Equazione 96} \quad \omega_{air,out} = \frac{\omega_{air,in} * m_{air,in} + Q_{evap}}{\omega_{air,in}}$$

Ad una entalpia in uscita pari a:

$$\text{Equazione 97} \quad h_{air,out} = \frac{m_{air,in} * h_{air,in} + \left(\frac{W_{lat} + W_{wat,air} - W_{air,amb}}{1000} \right)}{m_{air,in}}$$

A quindi in fine ci si può ricavare la temperatura dell'aria in uscita $T_{air,out}$:

$$\text{Equazione 98} \quad T_{air,out} = \frac{h_{air,out} - 595 \omega_{air,out}}{0.24 + 0.46 * \omega_{air,out}}$$

7.1.5. Conclusioni

A questo punto è possibile fare delle analisi del modello termodinamico realizzato, osservando come esso si comporta e comprendendo cosa simuli all'interno della camera di evaporazione. Si riportano alcune considerazioni in merito ai profili di temperatura che si registrano all'interno della camera di evaporazione, quali quelli dell'aria e dell'acqua. Si osserva, dal Grafico 22, come l'aria avanzando all'interno della camera di evaporazione perda man mano calore, cedendolo all'acqua che si trova ad una temperatura inferiore. Si osserva come l'acqua abbia maggiore inerzia termica rispetto l'aria, aumentando molto di meno la propria temperatura, rispetto la discesa dell'aria.

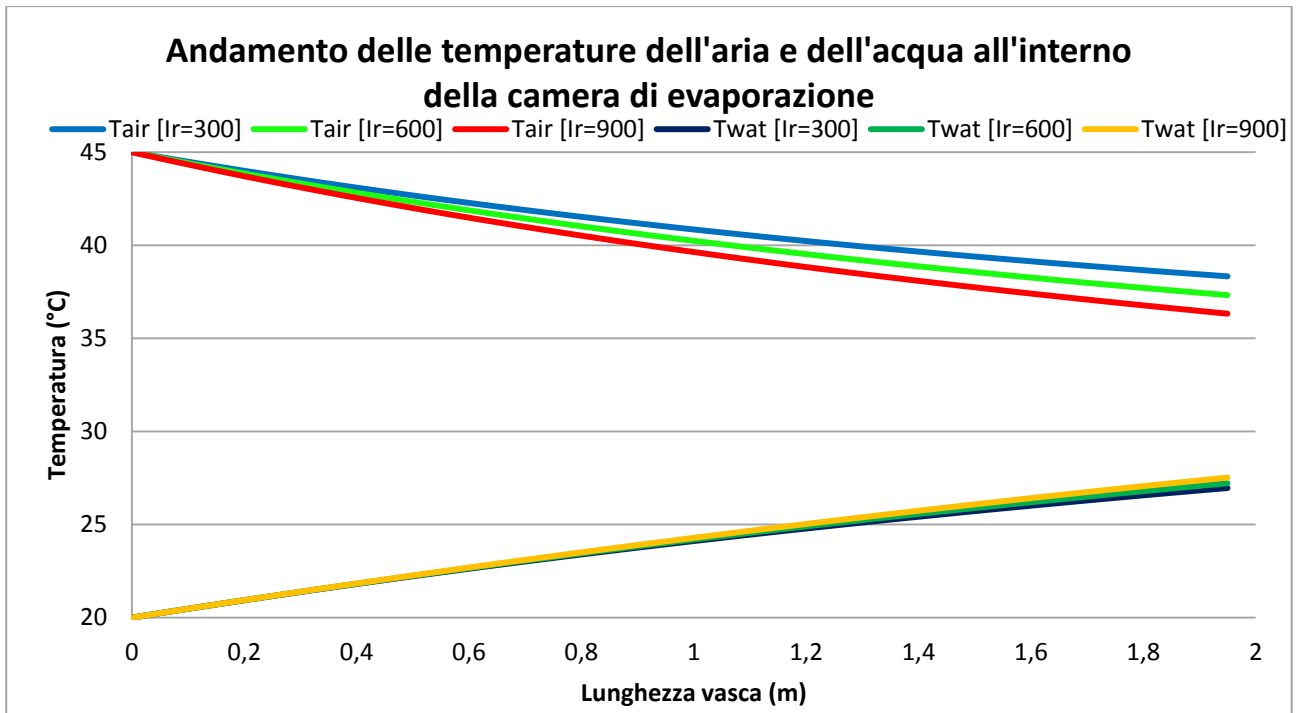


Grafico 22 – Andamento delle temperature dell'acqua e dell'aria all'interno della camera di evaporazione, al variare della radiazione solare entrante.

Dal Grafico 23 si osserva come vi sia un andamento lineare dell'evaporazione all'interno della camera di evaporazione. Si dimostra, anche, che all'aumentare della radiazione solare aumenta, non in maniera lineare, la produzione di vapore.

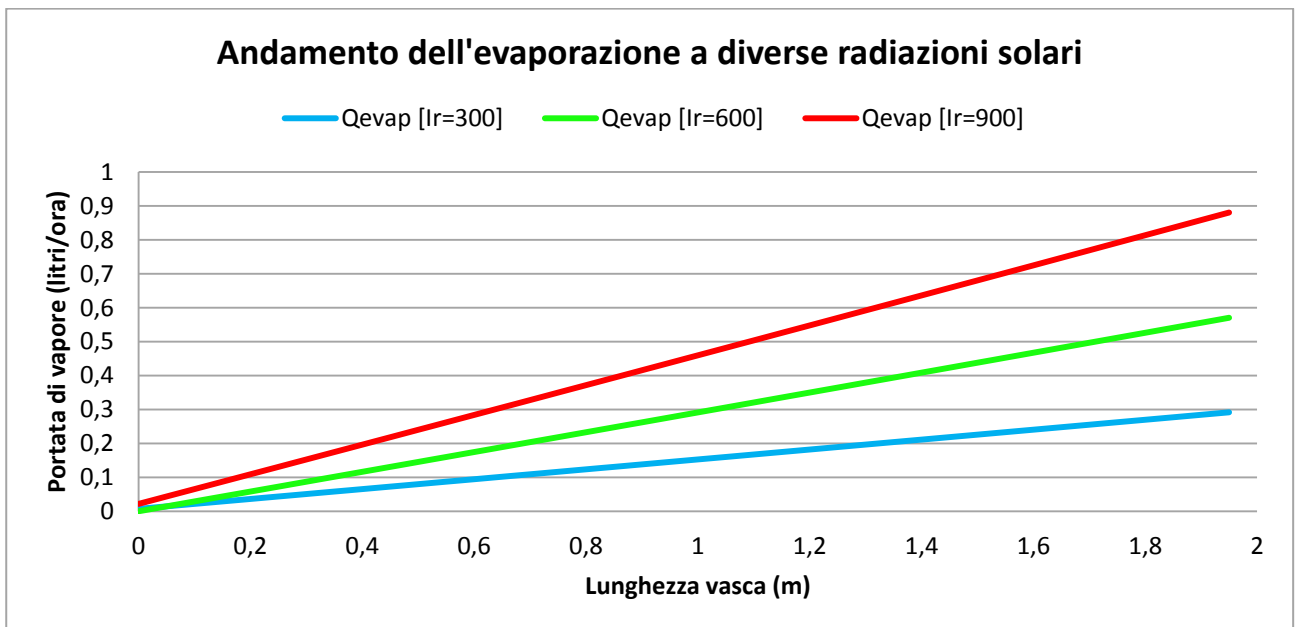


Grafico 23 – Andamento dell'evaporazione in funzione della radiazione ambientale, con sviluppo lungo il profilo della camera di evaporazione.

In fine si può osservare dal Grafico 24, come vi sia un aumento dell'umidità immediatamente dopo l'ingresso dell'aria all'interno della camera di evaporazione, andando a colmare il deficit di vapore. Si osserva come per basse radiazioni ($Ir=300 \text{ W/m}^2$), non si riesca ad arrivare ad una saturazione dell'aria. A radiazioni superiori, invece si raggiunge tale valore e si mantiene nel percorso che l'aria compie all'interno della vasca.

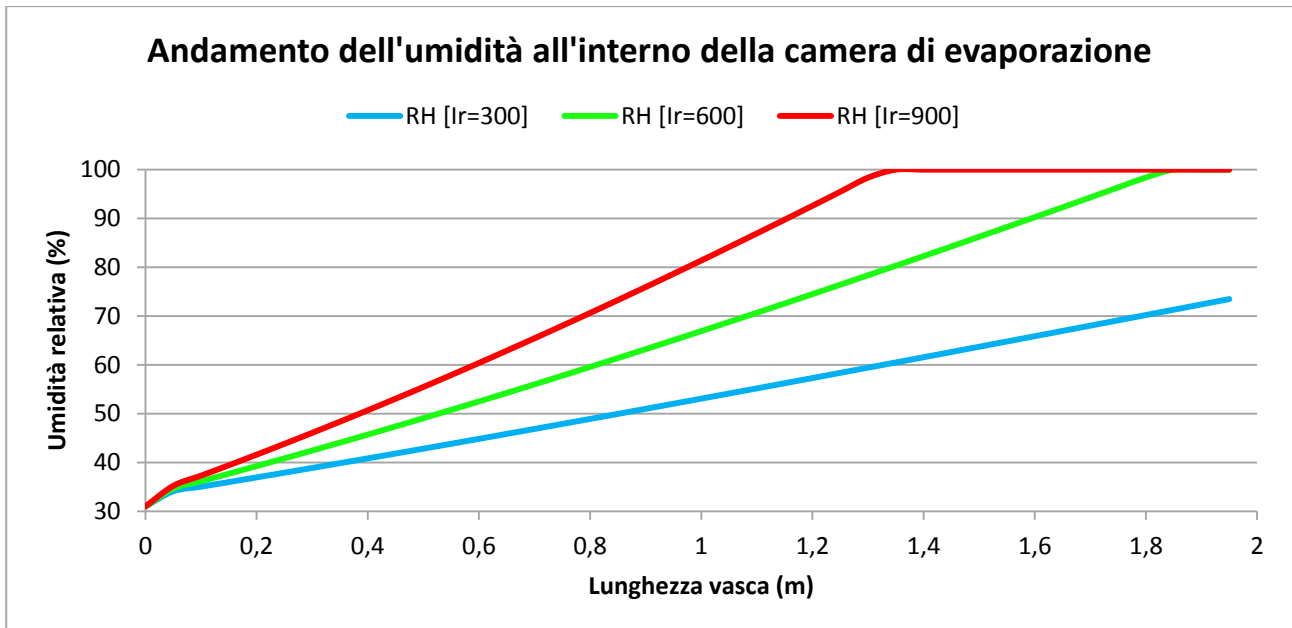


Grafico 24 – Andamento dell'umidità all'interno della camera di evaporazione, con diverse radiazioni entranti.

Dal calcolo con il modello termodinamico si evince che la serra nel suo complesso ha una efficienza, applicando l'Equazione 3, pari a 66.1%. Si osserva che la variabile che maggiormente influenza il sistema è la radiazione solare incidente all'interno del sistema. Le altre variabili, sia ambientali che costruttive, riescono a far variare di un $\pm 2.5\%$ l'efficienza del sistema. Si deve quindi puntare ad ottimizzare la capacità di assorbimento delle vernici utilizzate, in modo da migliorarne la capacità di fornire quanta più energia al sistema possibile. Si è osservato come sia essenziale, inoltre, la creazione di due canali laterali che pre-riscaldino l'aria prima di rientrare all'interno della camera di evaporazione.

Una volta unite le varie parti del modello termodinamico precedentemente descritto, si è puntato a validarlo attraverso una campagna di test in campo. È stato realizzato un prototipo, con le caratteristiche evidenziate nel presente capitolo (ricircolo d'aria con canali surriscaldati, dimensionamento scambiatore, ecc.). Si è quindi svolta una campagna di test, presso il Dipartimento di Scienze dei Materiali dell'Università Ca' Foscari di Venezia durante il mese di agosto 2013. Per le prove che sono state eseguite sono stati posti una serie di sensori di temperatura, registrandone, gli andamenti in funzione delle variabili ambientali (si veda Figura 15).

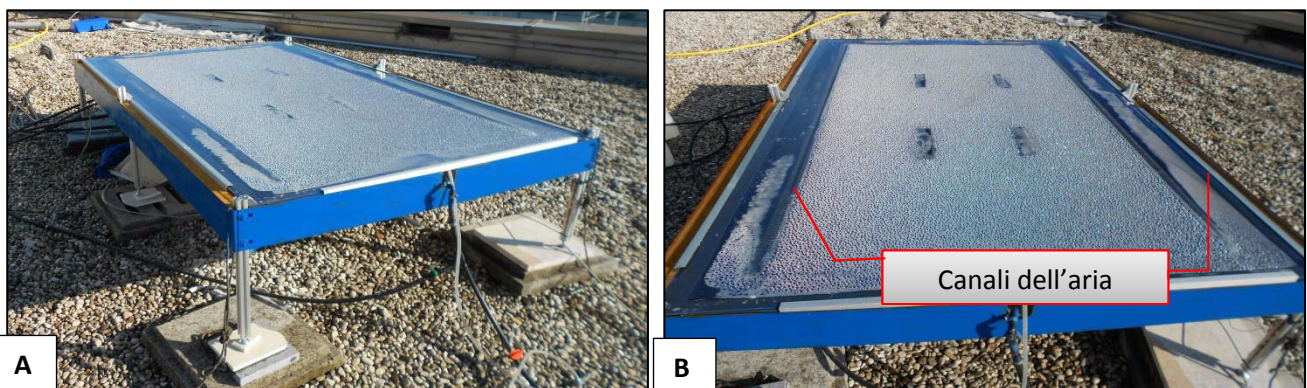


Figura 15 – Immagini della nuova serra solare modificata in funzione dei calcoli termodinamici. Nella parte B si possono osservare i canali dell'aria, in cui si surriscalda l'aria di ricircolo.

Dalle analisi che ne sono derivate si è realizzato un grafico a dispersione (vedi riportando i valori istantanei calcolati durante la campagna di rilevamento durante il mese di agosto ($Q_{wat_registrata}$) e i

dati, a parità di variabili ambientali istantanee, derivanti dal modello termodinamico precedentemente descritto ($Q_{wat_calcolata}$).

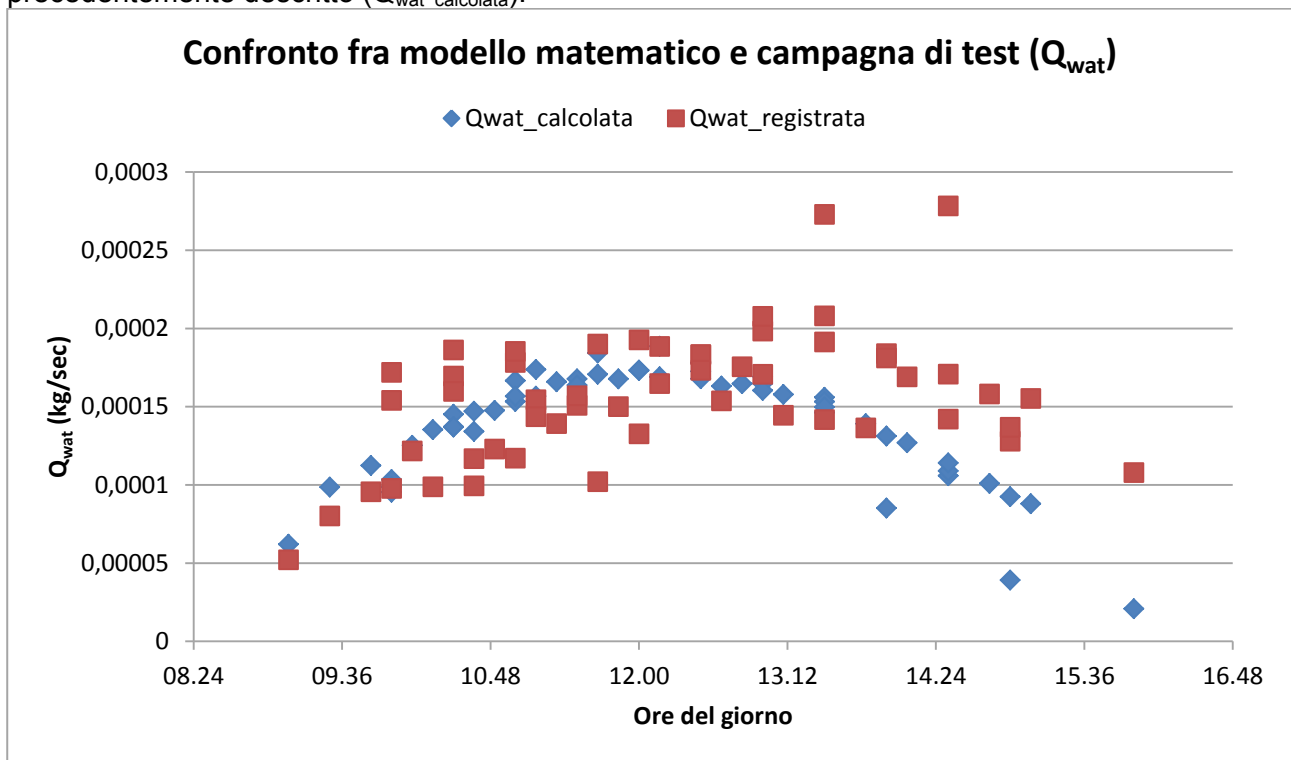


Grafico 25 – Confronto fra le portate di acqua distillata (Q_{wat}) fra i dati rilevati durante il periodo di test ($Q_{wat_registrata}$) e quelli derivanti dal calcolo con il modello termodinamico ($Q_{wat_calcolata}$)

Si osserva come vi sia una leggera congruità di andamento fra il modello termodinamico e i dati registrati durante il periodo di test, con una correlazione del 0.3436 (P-value=0.01). Si osserva come il modello termodinamico non fitti nella seconda parte della giornata, quando la radiazione diminuisce con il passare delle ore. Infatti il prototipo ha dimostrato di mantenere maggiormente la temperatura e continuare a produrre in maniera più o meno costante acqua distillata, anche con minore radiazione entrante.

Rapportando la porta d'acqua distillata e la radiazione ambientale, applicazione semplificata dell'Equazione 3 dell'efficienza, si è visto che dai dati sperimentali si ha un'efficienza media del 48.8% , mentre quella calcolata si attesta attorno al 40.16%. È interessante osservare come dai dati rilevati, durante un forte calo della radiazione si è registrata un'efficienza del 139%, segno che durante il pomeriggio la serra procede per inerzia termica indipendentemente dalla radiazione esterna. Il modello termodinamico realizzato non riesce a registrare questa inerzia termica, denotando alcuni limiti. Si osserva però, considerando solo le ore della mattina una correlazione del 0.5898, mentre come detto prima un crollo durante le ore pomeridiane con una correlazione del 0.3925 (si veda Grafico 26). In una giornata particolarmente limpida, quale è stata il 16/08/2013, il modello è risultato correlato del 0.9385 con i dati registrati nella prima parte della giornata.

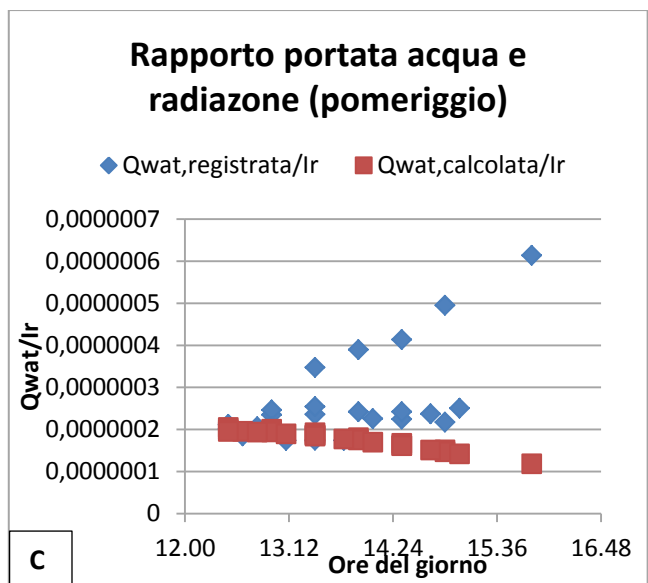
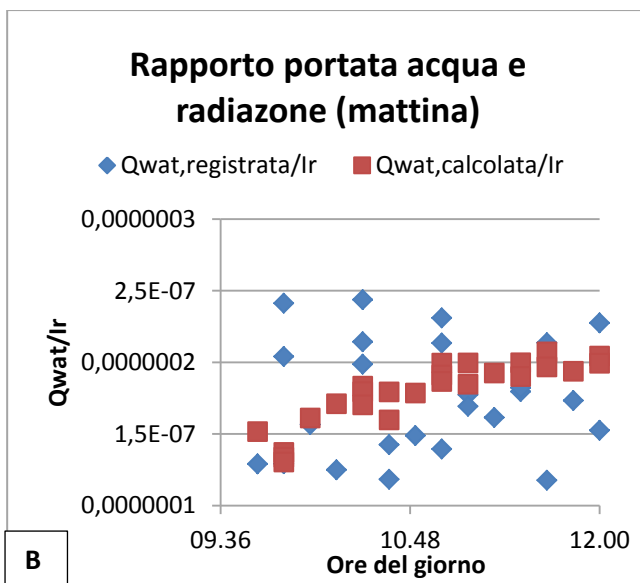
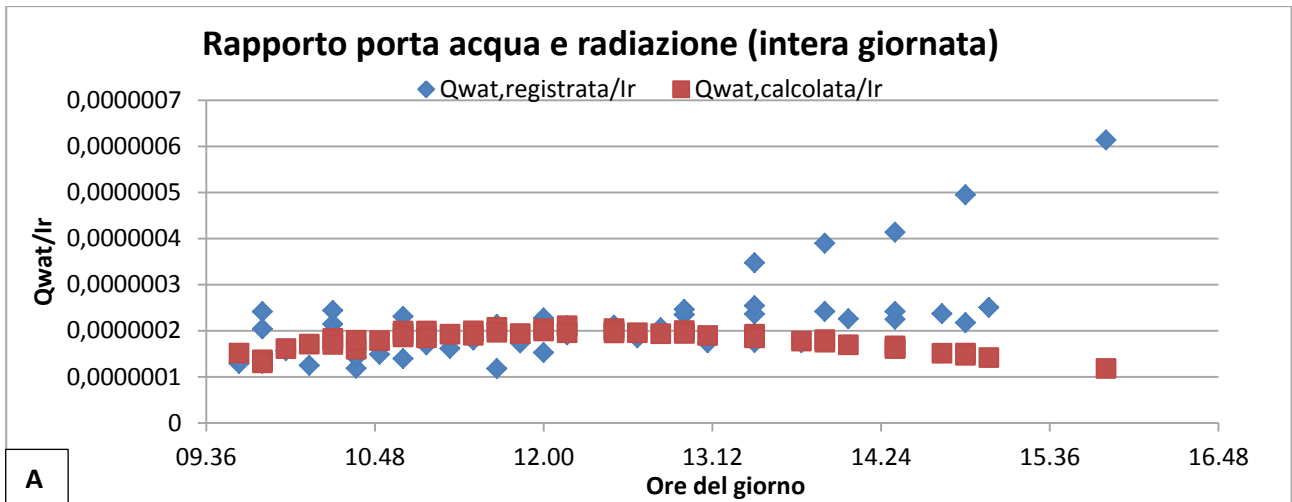
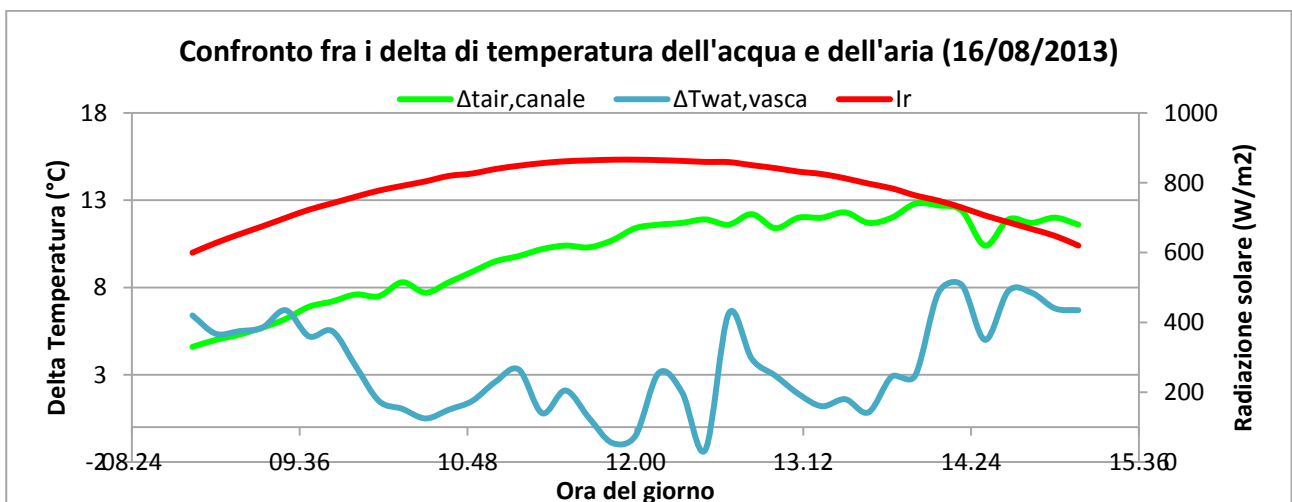


Grafico 26 - Rapporto fra la produzione istantanea di acqua distillata e la radiazione solare ambientale. Analisi durante tutto l'arco della giornata [A], e dettagli della parte della mattinata [B] e del pomeriggio [C].



Dal Grafico 26 si osservano i delta di incremento di temperatura registrati per l'aria all'interno dei canali di ricircolo dell'aria e dell'acqua all'interno della vasca di evaporazione. Si osserva, calcolato anche teoricamente nei paragrafi precedenti, come l'aria si riscaldi molto più velocemente rispetto l'acqua lungo il medesimo percorso. Questo dimostra come il riscaldamento dell'aria, attraverso la creazione di canali di surriscaldamento dell'aria in ingresso alla camera di evaporazione, porti ad un miglioramento termodinamico del sistema in generale di oltre il 10 %.

Si può concludere che il modello termodinamico realizzato rispecchi i dati registrati durante la campagna di sperimentazione in campo, in particolare durante le prime ore della giornata. Esso risulta deficitario dopo le ore 12.00, in quanto non in grado di registrare l'inerzia termica del sistema e perdendo quindi di significatività. Le soluzioni tecniche adottate, quale il riscaldamento dell'aria di ricircolo, hanno permesso di migliorare le performance del sistema nella sua globalità. Se si fa riferimento alle sperimentazioni del 2012, nel medesimo periodo studiato, si registrava un'efficienza del 6.88%, mentre con le nuove soluzioni adottate nella campagna del 2013 si è aumentata l'efficienza fino a 48.8%.

7.2. Fluidodinamica

Una volta calcolato il modello termodinamico adimensionale si è voluto approfondire lo studio da un punto di vista fluidodinamico del sistema. Lo sviluppo della modellistica fluidodinamica 3D è stata sviluppata con un software commerciale (Ansys Fluent), la quale si basa sulle formulazioni di Navier e Stokes e la discretizzazione del volume del sistema in tetraedri applicando il Metodo degli Elementi Finiti (FEM). Lo scopo principale di questa simulazione è comprendere come si comporti il sistema della serra solare, in particolare della camera d'evaporazione, da un punto di vista fluidodinamico. La comprensione di come si muovano le particelle dell'aria all'interno della camera evaporativa, permette di ottimizzare la progettazione e la realizzazione del sistema stesso. Infatti, secondo quanto analizzato nei capitoli precedenti, si è visto come influenzi le prestazioni di evaporazione una corretta miscelazione della componente aeriforme. Maggiore è la turbolenza dell'aria all'interno del sistema e maggiore è la capacità di assistere all'evaporazione della componente liquida.

Qui di seguito vengono riportati i passaggi preliminari di settaggio del software di calcolo e i risultati che ne sono derivati, date delle condizioni al contorno impostate.

7.2.1. Teoria della fluidodinamica

La fluidodinamica è un settore della fisica studiato già da Newton, con il suo secondo libro di principi. Maggiori approfondimenti si sono svolti nel corso del diciannovesimo secolo, in particolare con gli studi condotti da Lamb [1]. Senza scendere nei principi fondamentali della fluidodinamica classica e le basi su cui questa disciplina si fonda, ci si soffermerà direttamente nell'analizzare le equazioni differenziali proposte da Claude-Louis Navier e da George Gabriel Stokes che rappresentano al meglio il comportamento macroscopico del fluido analizzato.

Navier e Stokes sono partiti nelle loro formulazioni da una base concettuale, definendo il fluido come un continuum deformabile con tensione dipendente dalla pressione e dalla sua viscosità. Le ipotesi del modello proposto sono le seguenti:

- Il sistema è continuo, quindi non in regime molecolare e dotato di massa;
- Il sistema è chimicamente omogeneo al suo interno, quindi non vi sono reazioni chimiche al suo interno che ne modifichino le caratteristiche al variare del tempo;
- Il sistema è privo di cariche elettriche, trascurando le perturbazioni da campi elettromagnetici;

- Il sistema è continuo alla tensione fluida, derivante dall'attrito viscoso fra due volumi in movimento.

Dato l'assunto che i fluidi sono dei corpi continui e deformabili, le equazioni di Navier-Stokes sono la formalizzazione matematica di tre principi fisici ai quali i fluidi rispondono:

- Principio di conservazione della massa
- Secondo principio della dinamica (bilancio della quantità di moto)
- Primo principio della termodinamica (conservazione dell'energia)

Tralasciando i passaggi matematici che portano alla definizione delle equazioni di Navier-Stokes, si giunge alla formulazione finale:

Equazione 99
$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{2}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{v})$$

Con ρ rappresentante la densità del fluido analizzato, \mathbf{v} la velocità (in x,y,z) nel tempo \mathbf{t} . Inoltre \mathbf{g} rappresenta l'accelerazione gravitazionale, \mathbf{P} la pressione del fluido e μ la viscosità dinamica. In fine il simbolo ∇ è l'operatore differenziale di divergenza, il quale sintetizza nello spazio tridimensionale (x,y,z) la seguente formulazione:

Equazione 100
$$\nabla v = \frac{\partial v_x}{\partial x} \frac{\partial v_y}{\partial y} \frac{\partial v_z}{\partial z}$$

Il membro prima dell'uguaglianza dell' Equazione 99, rappresenta la componente legata all'accelerazione. Il primo membro a destra dell'uguale, invece, rappresenta le forze di gravità, il secondo le forze legate alla pressione, il terzo membro le forze viscosi ed in fine il quarto membro rappresenta la variazione nei fluidi comprimibili.

Il problema dell'Equazione 99 risiede nel fatto che vi sono elevate incognite (10) con solo 4 equazioni (1 scalare di continuità e 3 scalari della quantità di moto) a disposizione per una sua risoluzione matematica corretta. Per risolvere tale problema, diversi metodi e ricerche sono in atto. Per avere delle soluzioni con una buona approssimazione, si è introdotta la media temporale (o media di Reynolds), ottenendo una nuova formulazione dell'Equazione 99:

Equazione 101
$$\rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} = \rho g_x - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \rho \overline{u^2}) + \frac{\partial}{\partial y} (\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{uv}) + \frac{\partial}{\partial z} (\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} - \rho \overline{uw})$$

L'Equazione 101, viene definita equazione di Navier-Stokes mediata secondo Reynolds (RANS). I termini che includono i valori medi delle grandezze fluttuanti ($-\rho \overline{u^2}$, $-\rho \overline{uv}$, $-\rho \overline{uw}$) sono chiamate tensioni turbolente o "tensioni di Reynolds", derivanti dal trasporto di quantità di moto associato alle componenti fluttuanti della velocità (\mathbf{u}, \mathbf{v}) [21, 22].

Alla fine, dopo una serie di semplificazioni e passaggi matematici, si ricava che uno dei limiti maggiori nel calcolo delle equazioni di Navier-Stokes è risolvere il problema di definire una lunghezza di miscelamento, o "lunghezze di miscelamento di Prandtl", al fine di esprimere la viscosità turbolenta. Per ovviare a questo problema normalmente si opera attraverso la creazione di volumi finiti, in cui analizzare singolarmente ogni singolo volume e ponendo un bilancio energetico, di massa e di direzione. Da questo metodo si riesce a creare, attraverso l'uso di calcolatori, una simulazione abbastanza accurata dei comportamenti di tutti i fluidi, fornendo i corretti parametri al contorno, attraverso delle simulazioni chiamate CFD (Fluidodinamica computazionale) [23, 24].

7.2.2. Preparazione del modello fluidodinamico

Per poter svolgere una simulazione fluidodinamica è necessario svolgere una serie di operazioni preparatorie al fine di realizzare un modello sia fisico che matematico. Come più volte affermato all'interno di questo lavoro, la camera solare presenta le maggiori perdite energetiche, richiedendo

un'attenzione particolare nella sua realizzazione. Si è deciso quindi di svolgere un'analisi fluidodinamica, simulando ciò che accade al suo interno. Non si è stati in grado di simulare tutte le componenti e le variabili riscontrabili al suo interno, limitandosi a studiare uno stato stazionario. Si possono quindi definire alcune assunzioni di base, considerate:

- Fonte energetica costante e perpendicolare alla superficie del collettore;
- Non si è tenuto conto delle perturbazioni dell'aria derivanti dall'evaporazione dell'acqua, ritenendo che il moto principale sia determinato dal flusso dell'aria in ingresso e non quello convettivo;
- Si è considerata l'aria come una miscela unica di gas perfetto;
- I valori delle variabili al contorno sono stati posti in funzione di quanto registrato durante le sperimentazioni nei prototipi realizzati e testati.

Per poter avviare una simulazione con software CFD, è necessario realizzare una modellizzazione in 3D del sistema (vedi Figura 16), fornendo al software di calcolo una serie di parametri. Tali parametri sono necessari al software stesso per poter creare un modello fisico del sistema realizzato e calcolarne quindi le possibili dispersioni/immissioni energetiche. Una volta realizzato il modello in computer grafica, vengono calcolati i volumi finiti per poter svolgere il calcolo differenziale (Figura 17). In questo caso non sono stati realizzati dei cubi di volume definito, ma i tetraedri di diverse dimensioni (3.5 milioni di tetraedri) che meglio si adattassero al modello grafico proposto.

Nel caso in esame si è realizzata in computer grafica una vasca di evaporazione con le seguenti caratteristiche:

- lunghezza di 2 m, larghezza 0.5 e altezza 0.05 m;
- copertura piana con temperatura costante di 36 °C;
- pressione atmosferica pari a 101325 Pa
- ingresso dell'aria corrispondente all'ingresso dell'acqua pari a 12 kg/ora a 35 °C;
- l'acqua è stata modellata come se fosse una parete (pelo libero) posizionata a 2 cm di altezza dal fondo (con attrito nullo), con un incremento di temperatura nella sua lunghezza (vedi Figura 18);
- Per tutte le altre pareti (pareti laterali e copertura) è stata imposta la condizione di adiabaticità (flusso energetico nullo);
- individuazione di 7 sezioni della vasca, posizionate rispetto l'ingresso dell'acqua/aria a 0, 0.5, 1, 1.25, 1.5, 1.75 e 2 metri (vedi Figura 19);
- utilizzo del metodo di calcolo K-epsilon, impiegato per il calcolo e simulazione delle turbolenze [24]

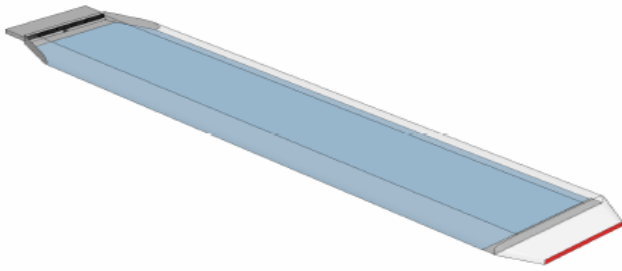


Figura 16 – Modello 3D di partenza per la simulazione fluidodinamica

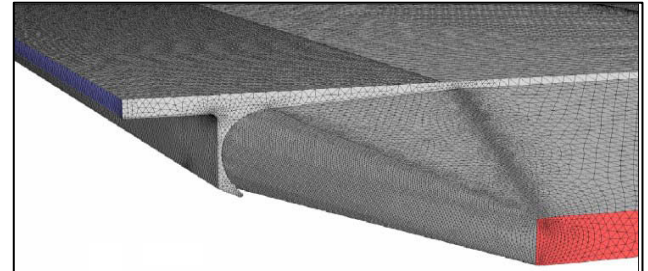
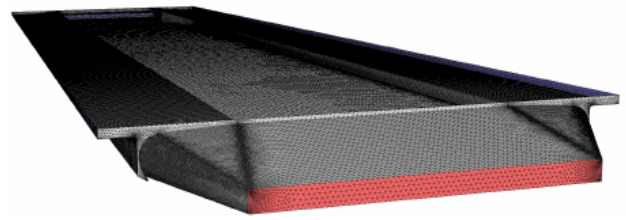


Figura 17 – Suddivisione in tetraedri del modello 3D di partenza

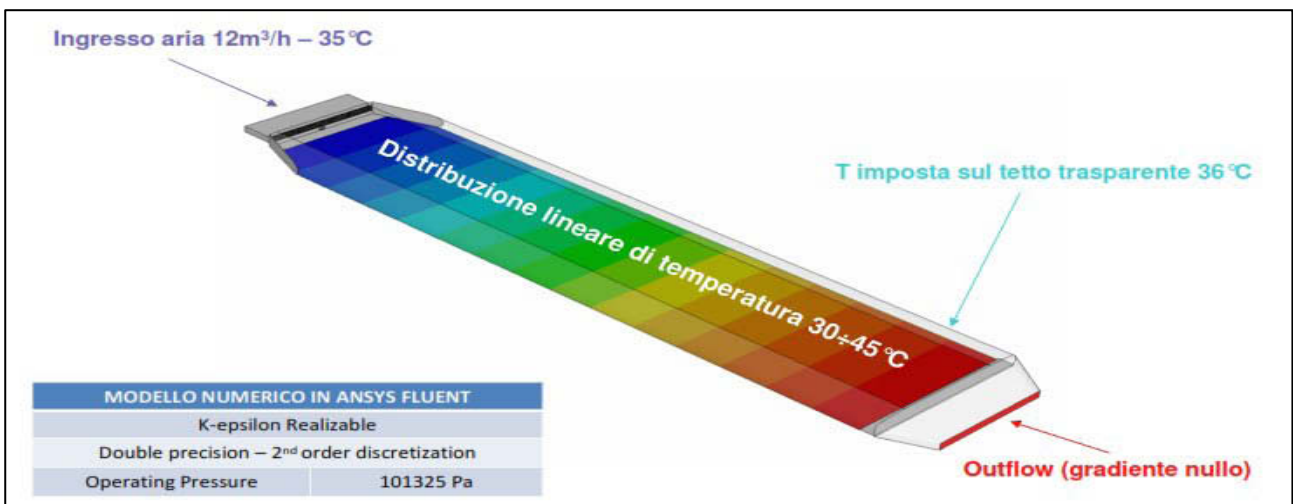


Figura 18 – Parametri impostati delle variabili al contorno del modello 3D

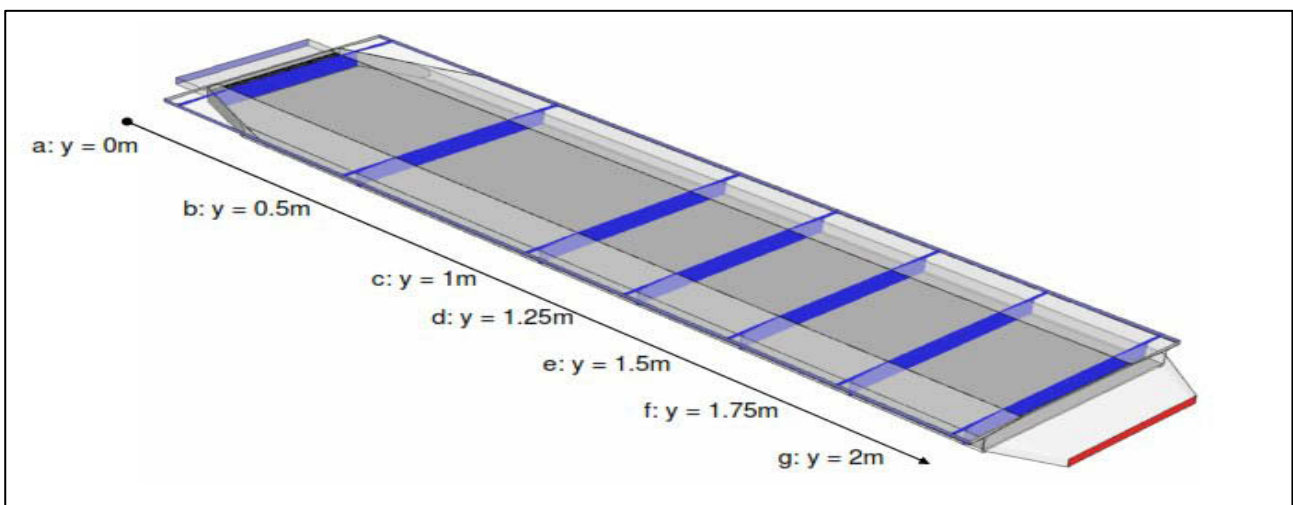


Figura 19 – Sezioni di studio della vasca per la valutazione delle principali grandezze fisiche

7.2.3. Risultati

Una volta impostate tutte le grandezze al contorno, si è proceduto al suo calcolo computazionale producendo una serie di risultati in funzione della variabile considerata. Lo scopo è quello di calcolare e osservare come si muove l'aria all'interno della camera di evaporazione, calcolandone le diverse variabili più significative. Nello specifico la velocità dell'aria al suo ingresso e attraverso le diverse sezioni, prima dell'uscita (vedi Figura 20). Si è poi calcolata la pressione relativa che il movimento dell'aria sospinta dalle ventole genera all'interno della camera (Figura 21). In questo modo è possibile risalire alla formazione di possibili turbolenze, in funzione del numero di Reynolds (vedi Figura 22). In fine, dopo le analisi al contorno, si è proceduto alla simulazione del flusso attraverso le pathlines. Esse rappresentano i percorsi che delle "particelle immaginarie" d'aria compiono all'interno del sistema analizzato. Questo metodo permette di visualizzare graficamente i flussi che si vengono a creare, analizzandone i percorsi e i punti critici di ristagno dell'aria (vedi Figura 23).

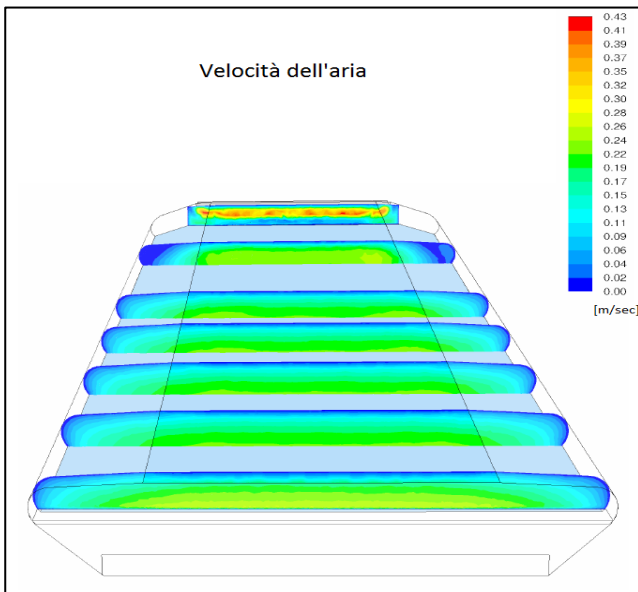


Figura 20 – Simulazione della velocità dell'aria (espressa in m/sec) all'interno della camera di evaporazione

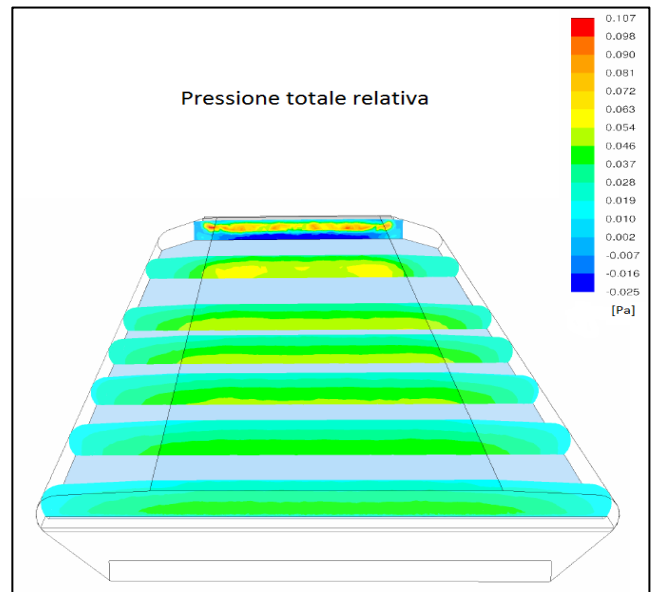


Figura 21 – Simulazione della pressione totale relativa (espressa in Pa) all'interno della camera di evaporazione

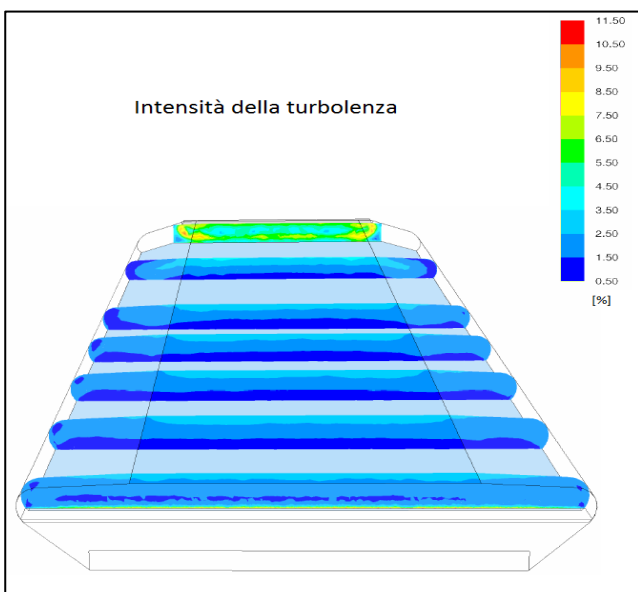


Figura 22 – Simulazione della percentuale di turbolenza (espressa in %) che si viene a generare all'interno della camera di evaporazione

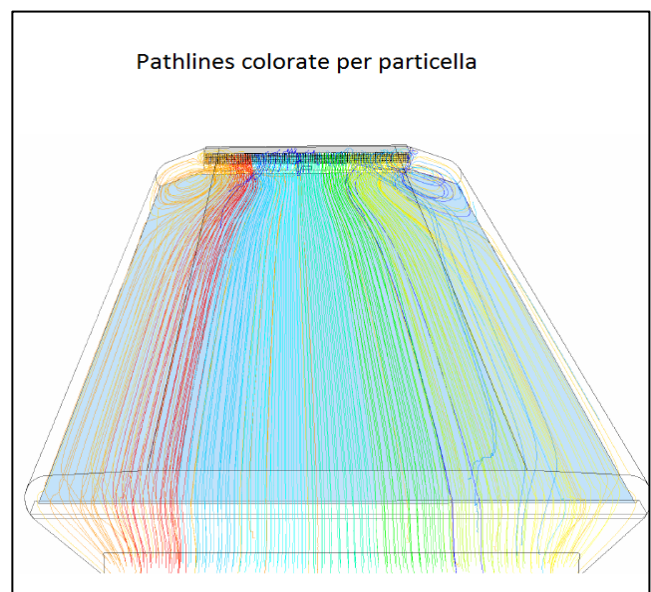


Figura 23 – Pathlines, o percorsi, delle particelle all'interno della camera di evaporazione

Una volta analizzato il comportamento legato al movimento dell'aria si è passati allo studio dal punto di vista termodinamico. Si è voluto osservare come varia la temperatura dell'aria all'interno della camera di evaporazione e come essa si distribuisce lungo il percorso (vedi Figura 24 e Figura 26). In fine si è voluto calcolare come la copertura trasparente reagisca termicamente al flusso d'aria immesso, con lo scopo di individuare le aree maggiormente soggette alla condensazione del vapore generatosi dalla tavola d'acqua.

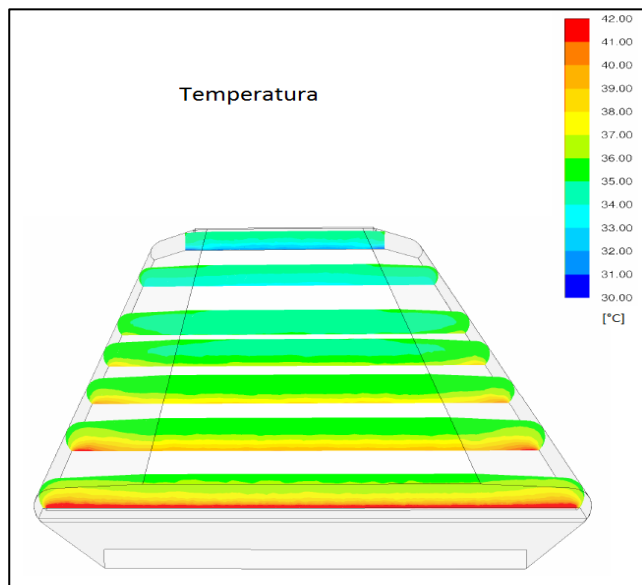


Figura 24 – Simulazione dell'andamento della temperatura dell'aria (espressa in °C) all'interno della camera di evaporazione (vista trasversale)

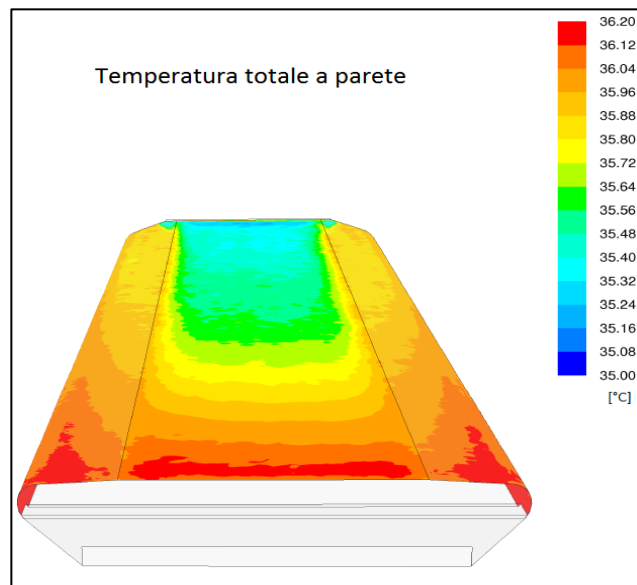


Figura 25 - Simulazione dell'andamento della temperatura della copertura trasparente (espressa in °C) all'interno della camera di evaporazione

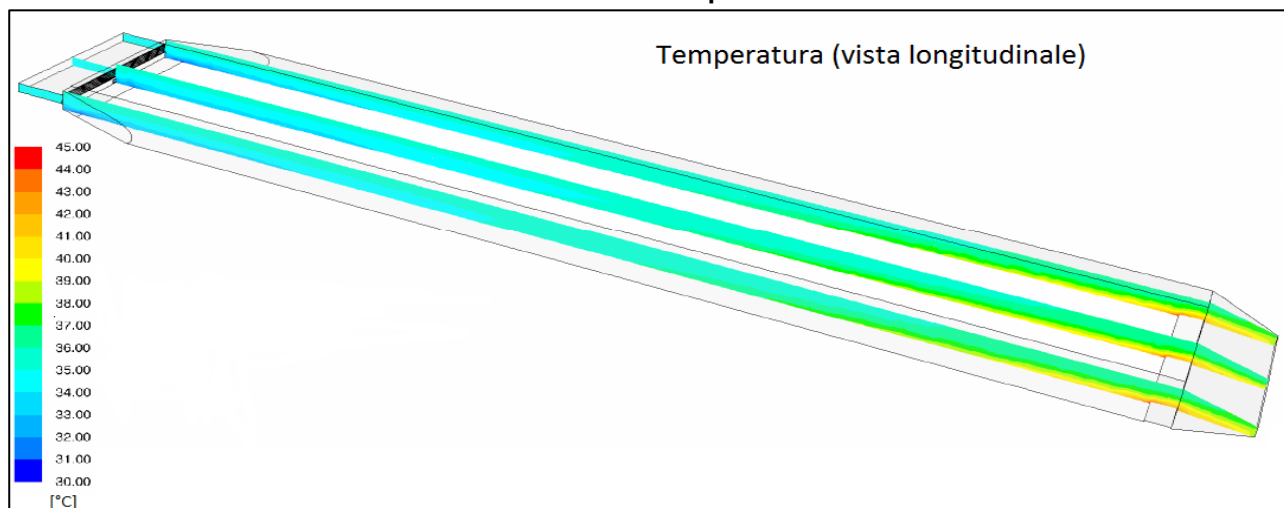


Figura 26 - Simulazione dell'andamento della temperatura dell'aria (espressa in °C) all'interno della camera di evaporazione (vista longitudinale)

7.2.4. Conclusioni

Dalla simulazione fluidodinamica, sviluppata con il sistema CFD del modello rappresentato in computer grafica 3D della camera di evaporazione sono emersi una serie di risultati in grado di migliorare e analizzare nel dettaglio il sistema nel suo complesso. Come si può osservare dalla Figura 20 e Figura 22, il punto di maggiore turbolenza è all'immissione dell'aria all'interno della camera, derivante da una maggiore velocità e conseguente maggiore numero di Reynolds. Questo denota che non ci troviamo in regime turbolento, ma in regime laminare, non incrementando significativamente il tasso di evaporazione della tavola d'acqua sottostante. È quindi necessario

trovare dei sistemi, sia con apparecchi fisici (deflettori, griglie) che aumentando la portata d'aria in ingresso, per riuscire a raggiungere un regime turbolento che coinvolga l'intera camera d'evaporazione. Si osserva ancora meglio il regime laminare grazie alla simulazione con le pathlines (Figura 23), in cui tutte le particelle seguono un flusso parallelo alla parete della camera di evaporazione.

Si osservano dei vortici perpendicolari alla direzione principale in corrispondenza dell'ingresso dell'aria. Questo deriva dall'allargamento repentino della sezione del flusso, comportando un ristagno di aria che può causare la formazione di condensa all'interno della copertura trasparente. Infatti dalle immagini dei prototipi studiati si osserva la formazione di condensa nei due angoli di ingresso dell'aria e man mano al rallentamento della velocità dell'aria in direzione della sua uscita. Data questa osservazione del modello reale (prototipo testato) e della simulazione matematica CFD, si può ritenere che il metodo di calcolo K-epsilon [²⁵] utilizzato simuli correttamente quanto accade nella camera di evaporazione.

Si osserva nella Figura 25 come aumenta la temperatura della copertura lungo il percorso dell'aria. Allo stesso tempo si osserva, nella realtà, formazione di condensa in corrispondenza dei punti di maggiore temperatura, in contrasto con le basi termodinamiche. Questo sta ad indicare, nella realtà, che il flusso di vapore che si viene a generare dalla tavola d'acqua è superiore alla capacità di asportazione da parte del ventilatore e l'aria raggiunga il punto di saturazione più velocemente del surriscaldamento delle lastra trasparente.

7.3. Bibliografia

1. Tripathi, R. Tiwari, G. N. (2006). Thermal modeling of passive and active solar stills for different depths of water by using the concept of solar fraction. *Solar energy*, 80(8), 956-967.
2. Kumar, S., Tiwari, G. N. (1996). Estimation of convective mass transfer in solar distillation systems. *Solar energy*, 57(6), 459-464.
3. Ahsan, A., Imteaz, M., Rahman, A., Yusuf, B., & Fukuhara, T. (2012). Design, fabrication and performance analysis of an improved solar still. *Desalination*, 292, 105-112.
4. Xiong, J., Xie, G., & Zheng, H. (2013). Experimental and numerical study on a new multi-effect solar still with enhanced condensation surface. *Energy Conversion and Management*, 73, 176-185.
5. Singh, R. V., Kumar, S., Hasan, M. M., Khan, M. E., & Tiwari, G. N. (2013). Performance of a solar still integrated with evacuated tube collector in natural mode. *Desalination*, 318, 25-33.
6. Peter Atkins; Julio De Paula, *Chimica Fisica*, 4a ed., Bologna, Zanichelli, settembre 2004
7. Buznikov, A. A., Pokrovskii, O. M. (1996). *Global Change and Remote Sensing*. John Wiley & Sons Inc.
8. Noorian, A. M., Moradi, I., & Kamali, G. A. (2008). Evaluation of 12 models to estimate hourly diffuse irradiation on inclined surfaces. *Renewable Energy*, 33(6), 1406-1412.
9. Iqbal, M. (1983). *An introduction to solar radiation*. Accademy Press Canada.
10. Leonardi E., Rosa-Clot M. 2001. Il solar pond di Cagliari: analisi tecnica CRS4 Maggio 2001
11. Rosa, R., Silva, A. M., & Miguel, A. (1989). Solar irradiation inside a single span greenhouse. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 43, 221-229.
12. Forgione, N., Di Marco, P. *Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche*. Università di Pisa. 2002 (pp. 1-25)
13. Aermec. *L'aria umida e l'uso del diagramma psicrometrico*. Documentazione interna. (2002)
14. Jain, D., & Tiwari, G. N. (2004). Effect of greenhouse on crop drying under natural and forced convection I: Evaluation of convective mass transfer coefficient. *Energy conversion and Management*, 45(5), 765-783.
15. Elder, J. W. (1965). Turbulent free convection in a vertical slot. *J. Fluid Mech*, 23(1), 99-111.
16. Penman, H. L. (1948). Natural evaporation from open water, bare soil and grass. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 193(1032), 120-145.
17. Fraedrich K, Erath BG, Weber G. 1977. A simple model for estimating the evaporation from a shallow water reservoir. *Tellus* 29: 428-434.

18. Monteith J. 1965. Evaporation and the environment. In 19th Symposium of the Society of Experimental Biology. Cambridge University Press: Cambridge; 205–234
19. Finch, J. W. (2001). A comparison between measured and modelled open water evaporation from a reservoir in south-east England. *Hydrological Processes*, 15(14), 2771–2778.
20. Lamb, H. *Hydrodynamics*. 6th ed. New York: Dover 1945
21. Wesseling, P. (2009). *Principles of computational fluid dynamics* (Vol. 29). Springer.
22. White, F. M. (2006). *Viscous fluid flow*. McGraw-Hill Higher Education.
23. Wilcox, D. C. (1998). *Turbulence modeling for CFD* (Vol. 2, pp. 103-217). La Canada: DCW industries.
24. Trujillo, F. J., Lovatt, S. J., Harris, M. B., Willix, J., & Pham, Q. T. (2003, December). CFD modeling of the heat and mass transfer process during the evaporation of water from a circular cylinder. In 3rd Int. Conference on CFD in the Minerals and Process Ind., CSIRO (pp. 99-104).
25. Bardina, J.E., Huang, P.G., Coakley, T.J. (1997), "Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development", NASA Technical Memorandum 110446

8. GSI-Indice Geo-Spaziale - Studio degli ambienti di applicazione delle serre solari

Il presente capitolo vuole analizzare le condizioni climatiche ed ambientali, a scala globale, per comprendere dove e quanto possano produrre le serre solari. Si è svolta una modellizzazione a più variabili e creata una griglia di circa 1 Km² con sistemi informativi territoriali (GIS). Sono stati analizzati tre macrosettori di variabili, di tipo prestazionali delle serre solari, di disponibilità di acqua da depurare e di tipo sociale. I dati interpolati fra loro hanno fornito una scala di predisposizione di un'area all'installazione delle serre solari. Si dimostra come la zona subsahariana sia la più promettente in questo senso. Due casi di studio sono stati approfonditi (Italia e Perù), per verificare se il modello proposto rispettasse i dati registrati durante le campagne di test.

8.1. Introduzione

Le serre solari sono strettamente legate alle condizioni climatiche e ambientali nelle quali vengono installate. Utilizzando esclusivamente fonti di energia rinnovabile, le serre solari sono intimamente legate alla radiazione solare disponibile nel sito specifico di installazione. Come si è visto nei capitoli precedenti è necessario analizzare le variabili ambientali che ne determinano le performance di depurazione, con l'intento di individuare dove sia più interessante collocarle nelle varie parti del pianeta.

A questo scopo di seguito si riporta lo studio svolto nell'elaborare un modello previsionale per valutare in quali situazioni una serra solare possa essere più confacente per la sua installazione. Tale analisi prenderà in esame sia gli aspetti prettamente ambientali che variabili sociali, allo scopo di evidenziare quali aree della superficie terrestre siano maggiormente favorite dall'installazione di sistemi di microdepurazione. Oltre agli aspetti meramente climatici, si è deciso di prendere in considerazione anche alcune variabili più prettamente antropiche. Queste ultime variabili non possono essere trascurate in quanto le serre solari sono collegate strettamente alle richieste da parte della popolazione locale di ottenere acqua di buona qualità e allo stesso tempo deve rispondere alle caratteristiche prestazionali che la distinguono da altre tecnologie, quali la microdepurazione distribuita.

Analizzando le caratteristiche tecniche delle serre solari, le variabili ambientali che ne determinano le sue performance depurative sono le seguenti:

- Radiazione solare incidente (W/m²);
- Altitudine (m);
- Temperatura ambientale (°C);
- Necessità di avere acqua depurata – Indice di Aridità (/);
- Reperibilità dell'acqua inquinata da trattare – distanza da fonti idriche (km).

Le variabili più antropiche che ne determinano l'interesse fisico da parte della popolazione, possono essere riassunte con i seguenti parametri:

- Densità della popolazione (abitanti/km²)
- Distanza dai centri abitati (km)

Tutte le variabili raccolte sono state implementate ed analizzate con un sistema informativo geografico (GIS), elaborato dalla Clark University denominato IDRISI. Tale software permette di assegnare valori di diversa natura ai siti di rilevamento e georeferenziarli sulla superficie terrestre, in modalità raster. Con l'impiego del software, si è in grado di svolgere delle operazioni matematiche fra i vari layer di dati in modo da poter valutare le possibili correlazioni spaziali e non.

8.2. Variabili del modello

Le variabili prese in considerazione verranno successivamente descritte e analizzate nelle loro correlazioni al fine di ottenere un modello che possa essere previsionale delle zone in cui maggiormente si possano diffondere le serre solari.

8.2.1. Variabili ambientali

8.2.1.1. Radiazione Solare

La radiazione solare è l'energia incidente per metro quadrato derivante dalla radiazione elettromagnetica prodotta dal Sole. Il sistema di depurazione delle acque con la tecnologia delle serre solari, è strettamente legato alla densità di radiazione della zona [1]. Tale energia varia in funzione della latitudine, del sito e della stagione in cui ci si trova, nonché delle condizioni climatiche del periodo. Questo dato presenta una discreta variabilità, con la conseguente necessità di dotarsi di una banca dati specifica di dati rilevati. Una possibilità per ovviare a queste lunghe ricerche, incompatibili spesso con i tempi di decisione per la creazione di un impianto, è affidarsi a database di calcolo sulla radiazione solare che sempre più spesso risultano sito-specifici. Vi sono due tipi di database facilmente reperibili. Il primo gruppo riguarda stazioni posizionate sul territorio, che rivelano in continuo la radiazione e altri parametri meteorologici, quali intensità e direzione del vento e temperatura. Una seconda fonte di dati derivano dalle valutazioni delle immagini provenienti dai satelliti meteorologici. Il problema del primo gruppo sta nel fatto che le stazioni meteorologiche non sono molto diffuse, se non assenti in molte parti del pianeta, in particolare nei Paesi meno sviluppati. Mentre il limite delle immagini satellitari risiede nell'interpretazione matematica, ancora difficile e ricca di errori.

FONTE DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	DNI (Direct Normal Irradiance)
UNITÀ DI MISURA	kWh/m ² /day
DESCRIZIONE	Quantità di radiazione solare incidente sulla superficie terrestre. I dati sono in radiazione solare globale (diretta + diffusa) mensile e annuale.
FONTE	NASA (National Aeronautics and Space Administration) vers. 6 del 2008
TIPOLOGIA DATASET	Raster (1 grado)

Qui di seguito si riporta un'immagine del dataset di dati, prima dell'elaborazione dei dati al fine di applicare al modello geo-spaziale delle serre solari.

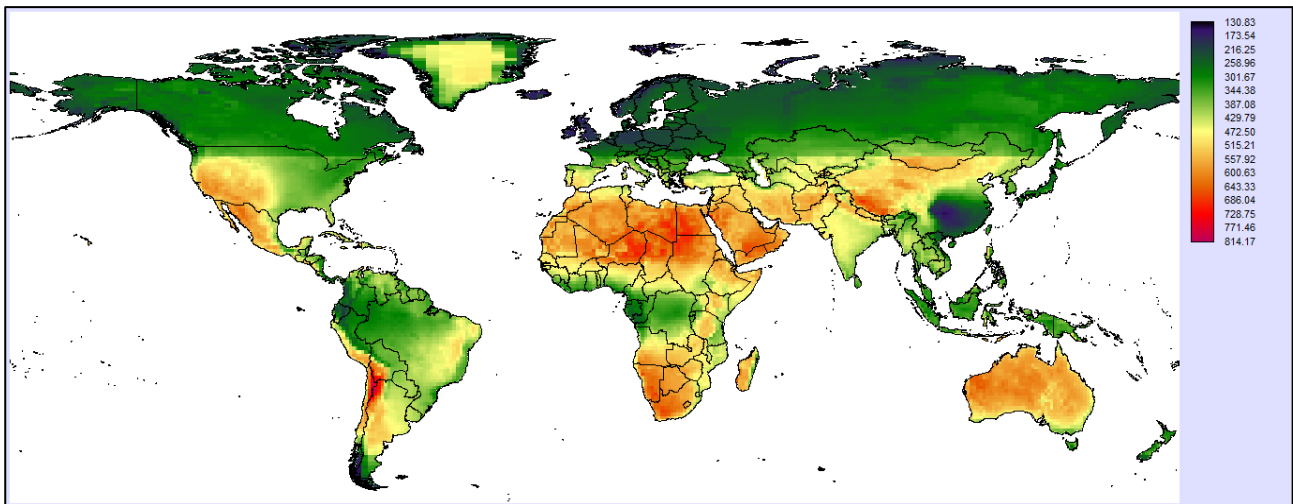


Figura 27 – Radiazione solare media (W/km^2) sulla superficie terrestre. Elaborazione raster (1 grado).

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Secondo i dati sperimentali sin ora analizzati della serra solare, descritte nei paragrafi precedenti, si può affermare che la correlazione fra produzione di acqua depurata e la radiazione solare si esprime secondo la seguente equazione:

Equazione 102
$$Q_{w,lr} = 2.5669 \cdot 10^{-7} \cdot I_{r_{sun}} \cdot 3600 \cdot 12$$

Con Q_w corrispondente al quantitativo di acqua depurata ($l/m^2/giorno$), mentre $I_{r_{sun}}$ è la radiazione solare incidente (W/km^2).

RISULTATI

Applicando l'Equazione 102, ne deriva che i valori di depurazione delle acque variano da 1.45 a 9.3 litri/ $m^2/giorno$ (si veda Figura 28).

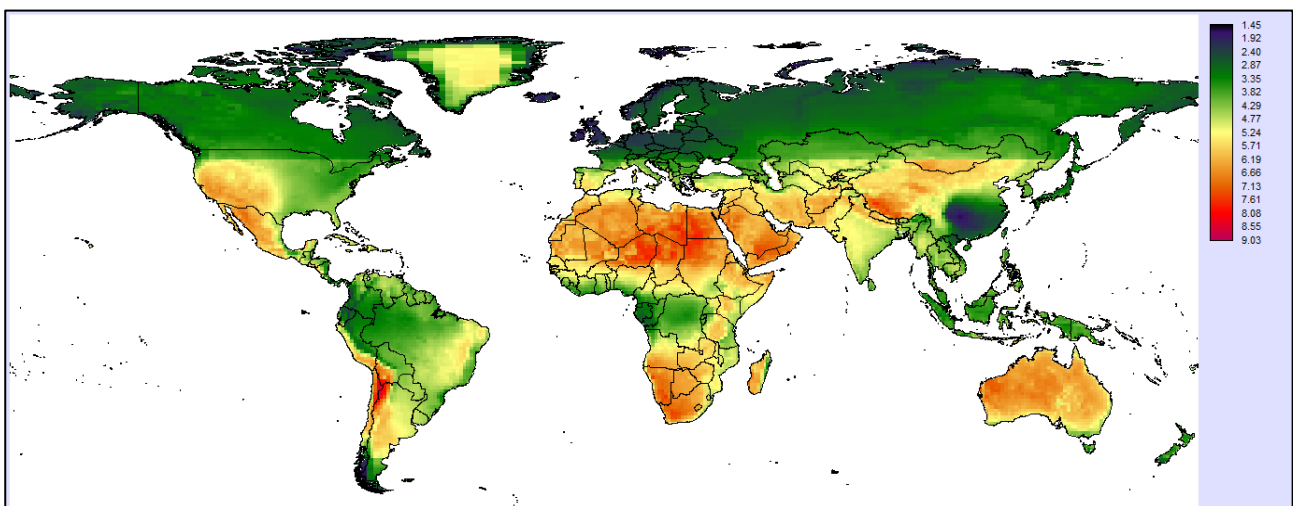


Figura 28 – Produzione giornaliera, calcolata a 12 ore, della serra solare in funzione della radiazione solare

Dall'elaborazione dei dati della radiazione solare, con la produzione delle serre solari, si evince come vi sia una correlazione perfetta fra radiazione e portata dell'acqua depurata. Le aree con maggiore capacità depurativa risultano essere le zone ad elevata aridità (zone desertiche), lungo i due tropici in particolare, e sui crinali delle maggiori catene montuose del Pianeta. Quest'ultimo

aspetto deriva dal fatto che viene considerata come variabile solamente la radiazione solare, che risulta essere maggiore in quota data la minore filtrazione da parte dell'atmosfera terrestre. Si vedrà nei capitoli successivi come queste aree verranno escluse a causa della minor temperatura atmosferica, non consentendo il corretto funzionamento delle serre solari.

8.2.1.2. Altitudine

Il luogo d'installazione delle serre solari influenza direttamente l'efficienza del sistema [2]. Oltre alla radiazione solare, derivante dalla latitudine e dal periodo dell'anno, anche la quota d'installazione delle serre solari rispetto il livello del mare influisce direttamente nella produzione giornaliera di acqua depurata. Questa considerazione deriva da due fattori principali: la radiazione solare è direttamente proporzionale con l'elevazione [3], mentre la pressione di vapore dell'acqua è inversamente proporzionale al variare della quota [4].

La radiazione solare che passa attraverso l'atmosfera terrestre viene modificata da [5]:

- Assorbimento da parte di differenti gas atmosferici;
- Scattering molecolare da parte di gas permanenti in atmosfera;
- Scattering dell'aerosol atmosferico;
- Vapore acqueo dell'atmosfera.

Kreith e Kreider [3] hanno elaborato una serie di correlazioni empiriche per unire la trasmittanza dell'atmosfera con la quota d'installazione rispetto il livello del mare:

Equazione 103
$$I_{r_{sun,H}} = I_{r_0} \tau_b$$

Con

Equazione 104
$$\tau_b = 0.56 (e^{-0.65 m} + e^{-0.095 m})$$

E

Equazione 105
$$m = \left(\frac{P}{P_0}\right) m_0$$

Dove $I_{r_{sun}}$ e I_{r_0} sono la radiazione solare su una superficie al suolo e fuori dall'atmosfera rispettivamente. τ_b rappresenta la trasmittanza atmosferica; mentre m e m_0 sono rispettivamente la massa dell'aria sovrastante il sito e al livello del mare, calcolate in base alla pressione dell'aria a livello dell'installazione P e del mare P_0 . L'Equazione 103 ha dimostrato di avere, per cieli limpidi, un'accuratezza del 97%, anche se andrebbe implementata con l'angolo di incidenza del Sole, variabile in funzione dell'ora del giorno e della stagione in cui ci si trova. Per gli scopi di questo capitolo ci si limiterà a considerare solamente la differenza di altitudine, ipotizzando il Sole allo zenit.

Una volta calcolata la radiazione solare incidente su una superficie al variare della quota d'installazione della serra solare, è anche necessario calcolare come la variazione di pressione vada a modificare l'equilibrio di evaporazione all'interno del sistema, modificando la temperatura di evaporazione. In questo capitolo non si entrerà troppo nello specifico, non essendo lo scopo dello stesso, ma si procederà con un'elevata approssimazione. Partendo dalla legge di Stevino [6] e portandola alle caratteristiche della troposfera (quindi entro un massimo di 11000 m di quota), si può ricavare l'Equazione 106:

Equazione 106
$$P = P_0 \left(1 + \left(\frac{\lambda}{T_0}\right) H\right)^{5.25588}$$

Dove $P_0 = 1.013$ bar pari alla pressione standard a livello del mare, λ è il gradiente di variazione di temperatura al variare dell'altezza (pari a -0,0065), T_0 la temperatura standard a livello di riferimento e H la quota sul livello del mare.

Risulta quindi necessario disporre di dati che riportino l'altimetria della crosta terrestre nelle diverse aree al fine di analizzare come vari la radiazione solare e la diminuzione di pressione.

FONTE DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	Elevation
UNITÀ DI MISURA	m s.l.m. (sul livello del mare)
DESCRIZIONE	elevazione rispetto il livello medio marino della superficie terrestre
FONTE	NASA (National Aeronautics and Space Administration)
TIPOLOGIA	Raster (30 secondi, ±1 km ²) con interpolazione Nearest Neighbor
DATASET	

Qui di seguito si riporta un'immagine del dataset di dati prima dell'elaborazione per l'applicazione al modello geo-spaziale delle serre solari.

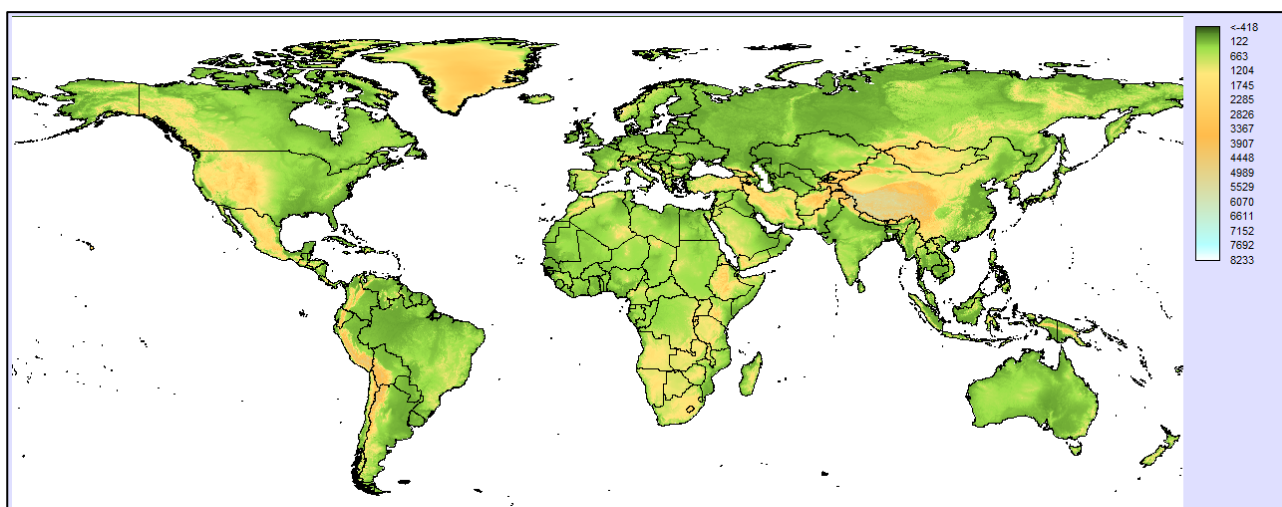


Figura 29 – Elevazione della crosta terrestre (m s.l.m.) attraverso interpolazione dati raster (1 grado)

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Alla luce di quanto detto precedentemente, si può calcolare la produzione di condensato giornaliero al variare della radiazione solare diretta (Equazione 102) corretta in funzione della quota (Equazione 106 e quindi Equazione 103) paria a:

$$\text{Equazione 107} \quad Qw_{sun,H} = 2.5669 * 10^{-7} (I r_{sun,0} * \tau_b)$$

Con $Qw_{sun,H}$ la produzione giornaliera della serra in funzione solamente della quota in cui ci si trova. Con $I r_{s,0}$ la radiazione incidente su una superficie piana al livello del mare e τ_b la trasmittanza atmosferica in funzione della quota rispetto al livello marino, con le dovute approssimazioni precedentemente elencate.

Quando si ha a disposizione come dato una radiazione stimata, quindi non rilevata con radiometri dislocati nel sito d'interesse, ci si trova ad avere un dato di radiazione corrispondente all'altezza del mare. Tale dato risulta già soggetto alla trasmittanza atmosferica. Per ovviare a questa limitazione si deve considerare che al livello del mare (0 m s.l.m.) τ_b risulta costante a 0,7553. Quindi invertendo l'Equazione 103 si ottiene la radiazione entrante a meno della filtrazione da parte dell'atmosfera. Da qui si può applicare l'algoritmo sopradescritto (Equazione 103), per le diverse quote considerate.

Oltre alla maggiore radiazione solare entrante nel sistema, derivante dalla maggiore trasmittanza dell'atmosfera in funzione della quota, anche i processi evaporativi variano in funzione della minor pressione atmosferica. Al calare della pressione si ha una maggior tendenza di evaporazione

(minore pressione di vapore). Si deve quindi aggiungere il contributo che la minore pressione atmosferica gioca nell'evaporazione della soluzione da trattare. Applicando il modello termodinamico specifico della serra solare studiata, enunciato nel capitolo 7.1, con differenti temperature raggiungibili all'interno della camera d'evaporazione (°C) e ponendo il sistema a differenti altitudini (m s.l.m.), vedi Figura 30. Si nota un andamento quasi lineare dell'aumento della produzione oraria di acqua depurata. Non avendo potuto testare direttamente i prototipi a differenti quote, riuscendo a trovare una correlazione diretta fra altitudine e temperatura interna alla camera, si è deciso di prendere come temperatura interna di riferimento 60 °C (valore in linea con le sperimentazioni effettuate). Si è ricavata quindi l'Equazione 108:

Equazione 108
$$Q_{w,p(60)} = 0.0009 H$$

Con Q_w la produzione d'acqua in funzione della quota H d'installazione del sistema, con un'approssimazione R^2 del 0.98.

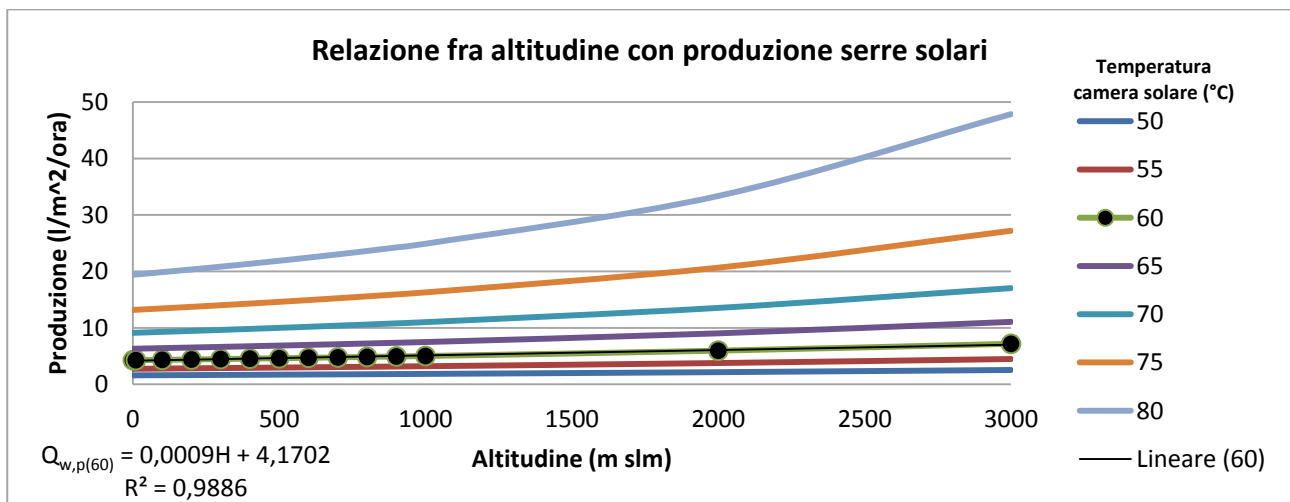


Figura 30 – Relazione fra l'aumento di altitudine (m slm), con conseguente diminuzione di pressione di operatività, e l'aumento di produzione oraria di condensato (l/m²/ora) a diverse temperature interne al sistema.

Quindi unendo l'Equazione 107 e l'

Equazione 108 si ricava l'Equazione 109, la quale indica la produzione stimata giornaliera in funzione della quota a cui si pone il sistema di depurazione a serre solari.

Equazione 109
$$Q_{w,H} = 2.5669 * 10^{-7} (I_{r,s,0} * \tau_b) + 0.0009 * H$$

RISULTATI

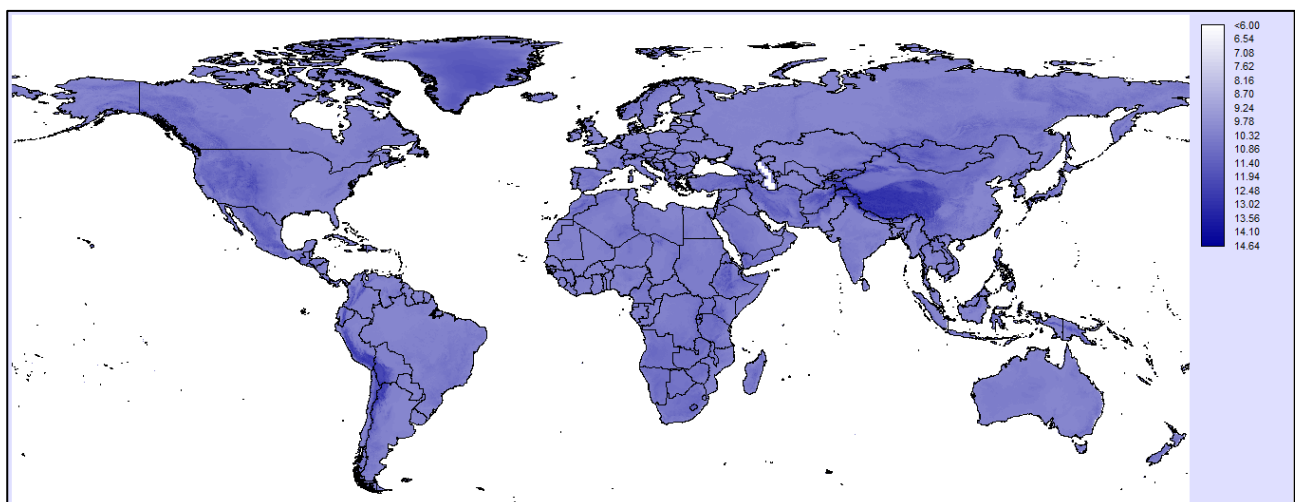


Figura 31 – Portata di acqua prodotta dalle serre solari in funzione della quota di installazione

Risulta una relazione diretta fra la quota e la produzione giornaliera delle serre solari. L'aumento dell'altitudine ha una forte influenza nella produzione giornaliera, toccando picchi di 14 litri/m²/giorno nelle vette delle maggiori catene montuose. Si può affermare che la diminuzione di pressione risulta maggiormente incisiva rispetto alla maggiore radiazione solare che si può riscontrare alle diverse altezze.

8.2.1.3. Temperatura ambientale

Nello studio della possibile applicabilità e installazione delle serre solari in varie parti del globo, una variabile di estrema importanza è la caratterizzazione termica dell'ambiente in cui avverrà l'installazione.

La temperatura sulla superficie terrestre è determinata da una serie di fattori generali, quali la latitudine, la stagione dell'anno e l'altimetria, e dei fattori sitospecifici quali:

- L'esposizione della superficie alla radiazione solare;
- Micro-climatologia dell'area (vicinanza al mare, presenza di venti, ecc.);
- Copertura del suolo [10].

Lo studio delle temperature di una determinata area è stato uno dei primi e più diffusi metodi di analisi climatica, data la sua semplicità di rilevamento. Inoltre l'analisi della distribuzione della temperatura della superficie terrestre è utilizzata in molte applicazioni, in particolare nelle scienze ambientali, agricole e biologiche [7, 8, 9].

FONTE DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	Air temperature
UNITÀ DI MISURA	°C
DESCRIZIONE	Temperature medie registrate dal 1950-2000. L'interpolazione dei dati derivanti dalle stazioni meteo è avvenuta con il metodo proposto da Hutchinson dello smoothing dei piani affiancati [12]
FONTE	World Climate Data (http://www.worldclim.org/) ¹¹
TIPOLOGIA DATASET	Raster (30 secondi, ±1 km ²) con interpolazione Nearest Neighbor

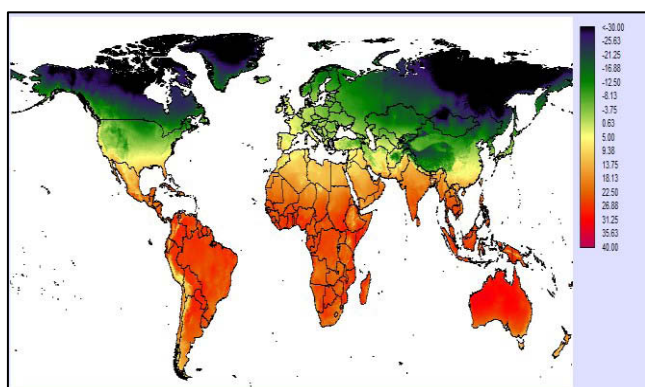


Figura 32 – Temperature medie nel mese di gennaio

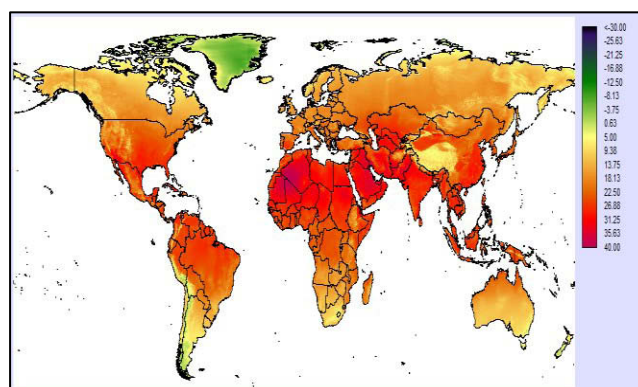


Figura 33 - Temperature medie nel mese di luglio

Si è ritenuto di prendere in considerazione due periodi dell'anno indicativi, il mese di gennaio e quello di luglio. La scelta è stata determinata per valutare come e quanto la stagionalità influisca nella produzione delle serre solari.

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Una volta elaborati i dati delle temperature medie registrate, si è proceduto ad interpolare i dati con le caratteristiche intrinseche delle serre solari. Secondo Kumar et Tiwari [1], nelle serre solari passive, l'innalzamento della temperatura esterna risulta determinante nell'efficienza, e conseguente produzione di acqua depurata giornaliera, in maniera inversa. Questo deriva dal fatto che una minore temperatura esterna aumenta i moti convettivi interni alla serra e allo stesso tempo il raffreddamento della superficie trasparente di condensazione. Nel caso della serra analizzata in questa ricerca, visto che i moti convettivi vengono alterati dalla presenza della circolazione forzata dell'aria, la diminuzione della temperatura esterna risulta direttamente proporzionale con la perdita di efficienza dell'intero sistema.

Partendo dal calcolo del calore latente, cioè l'energia necessaria a far evaporare un kilogrammo di acqua, si può ricavare la seguente Equazione 110:

$$\text{Equazione 110} \quad L = 3.1615 * 10^6 [1 - 7.6160 * 10^{-4} T_{wat}]$$

Per temperature sopra i 70 °C, mentre si applica l'Equazione 111 per temperature inferiori:

Equazione 111

$$L = 2.4935 * 10^6 [1 - 9.4779 * 10^{-4} T_{wat} + 1.3132 * 10^{-7} T_{wat}^2 - 4.7974 * 10^{-9} T_{wat}^3]$$

Con **L** il calore latente e **T_{wat}** la temperatura dell'acqua (in °C).

Tenendo presente che la conduzione del calore aumenta al variare della differenza di temperatura ai due lati di una superficie in funzione del coefficiente di conduzione termica, tipico del materiale studiato e del suo spessore (Legge di Fourier):

$$\text{Equazione 112} \quad C = K A \frac{(T_{ss} - T_{amb})}{x}$$

Con **C** il flusso di calore trasmesso (disperso) attraverso il corpo, **A** l'area di trasmissione, **T_{ss}** e **T_{amb}** rispettivamente la temperatura dell'acqua della serra solare ed esterna (ambiente) ed **x** lo spessore del corpo stesso. **K** è una costante di conducibilità termica caratteristica di ogni materiale. Nel nostro caso si può semplificare ipotizzando con uno strato della copertura trasparente in vetro monolitico ($K_{vetro}=1$) con uno spessore di $x=0.05$ m dal pelo libero dell'acqua e l'area di 1 m². Semplificando la formula di Fourier si ricava l'Equazione 113:

$$\text{Equazione 113} \quad C = 20 (T_{sw} - T_{amb})$$

Semplificando estremamente la termodinamica del sistema per questo modello, possiamo supporre di avere dell'acqua stagnante che allo stato iniziale viene introdotta ad una temperatura pari a $T_{sw,in} = 20$ °C. Ipotizzando un sistema isolato, la temperatura dell'acqua sotto una forzante energetica, quale la radiazione solare, tende a scaldarsi in funzione del suo calore specifico (**C_{p,w}** = 4186 J/(kg K)). Abbiamo che la temperatura dell'acqua all'interno del sistema, di dimensioni di un metro quadro per 0.01 m di tirante idraulico (10 litri), si scaldi secondo la seguente equazione:

$$\text{Equazione 114} \quad \Delta T_{sw,teorica} = T_{sw,in} + \frac{I r_{sun}}{m_w C_{p_w}}$$

Con $\Delta T_{sw, teorica}$ la temperatura dell'acqua marina, **m_w** la massa dell'acqua contenuta nella serra (10 kg), **C_{p,w}** il calore specifico dell'acqua e **I r_{sun}** la radiazione solare entrante nella serra.

Una volta calcolata la temperatura dell'acqua dopo un'ora di attività, si procede a calcolare la dispersione termica che si viene a creare con l'esterno, applicando l'Equazione 114. In questo modo si ha la dispersione energetica della serra al variare della temperatura dell'ambiente esterno. Quindi si procede a ricalcolare, usando nuovamente l'Equazione 114, la temperatura dell'acqua all'interno della serra a meno dell'energia dispersa.

Equazione 115
$$\Delta T_{sw,effettiva} = T_{sw,in} + \frac{(I r_s - C)}{m_w c_p w}$$

Ora è possibile applicare l'Equazione 111 con la nuova $T_{effettiva}$, temperatura finale a meno delle dispersioni, appena calcolata. Per avere la produzione stimata giornaliera del sistema a questo punto è possibile svolgere il seguente integrale in funzione del tempo:

Equazione 116
$$Q_{w,T} = \int \frac{0.56 I r_{s,effettiva}}{L_{fin}} dt$$

Con $Q_{w,T}$ la produzione giornaliera del sistema di depurazione in funzione della temperatura esterna, integrando la radiazione solare esterna corretta dalle dispersioni del sistema $I r_{s,effettiva}$ e l'energia necessaria all'evaporazione L_{fin} (calore latente) in funzione della temperatura finale calcolata precedentemente (Equazione 115) attraverso l'Equazione 111.

I risultati mostrano un massimo di circa 11 litri/m²/giorno (con radiazione 1200 W/m²/giorno e $\Delta T = +30$ °C). Mentre in presenza di un ΔT negativo si hanno produzioni negative giornaliere, quindi è stato impostato il valore pari a 0 per definizione. Questo risultato deriva dal fatto che vi è più dispersione energetica di quanto ve ne entri nel sistema attraverso la radiazione solare, bloccando il sistema stesso di depurazione (vedi Grafico 28).

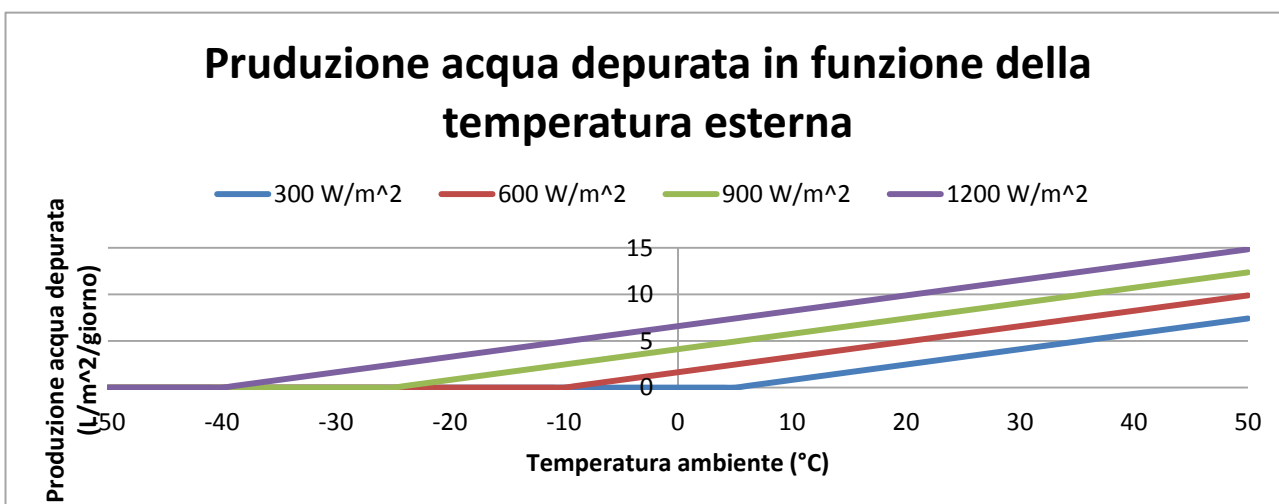


Grafico 28 - Produzione di acqua depurata in funzione della temperatura ambientale per diverse radiazioni solari (impostando $K=1 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$ e $T_{sw,in} = 20$ °C)

inferiori a zero, si ricavano le seguenti immagini.

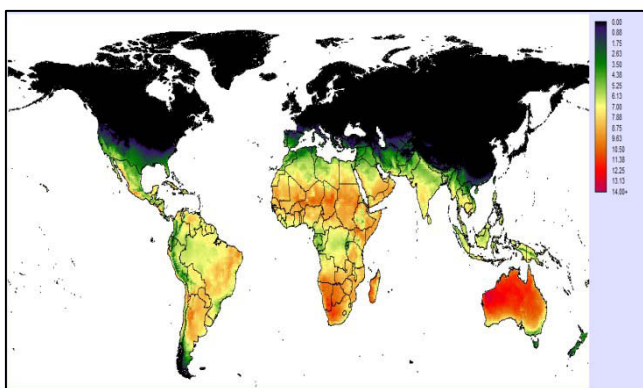


Figura 34 – Portate di depurazione giornaliera in funzione della temperatura media del mese di gennaio.

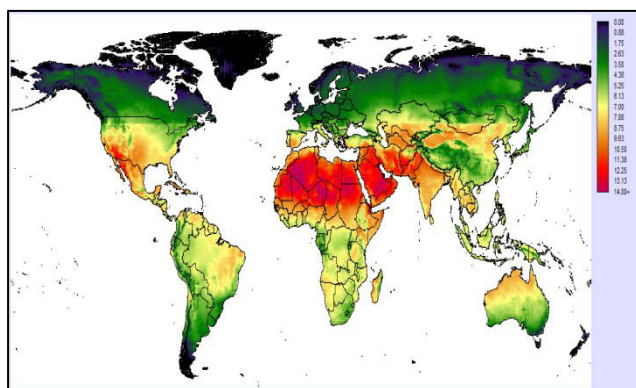


Figura 35 - Portate di depurazione giornaliera in funzione della temperatura media del mese di luglio.

Si può osservare come la temperatura esterna vada ad inficiare direttamente nella produzione giornaliera delle serre solari. L'introduzione della dispersione termica del sistema, delimita alcune aree del pianeta atte ad ospitare l'installazione del sistema di depurazione solare. Infatti, contrariamente a quanto osservato nel paragrafo precedente (analisi delle altitudini), le basse temperature registrate a quote elevate non consentono la produzione di acqua, nonostante potenzialmente risultino più promettenti dal punto di vista della pressione parziale.

Questa elaborazione, inoltre, pone l'attenzione sulla stagionalità registrata man mano che ci si allontana dall'equatore, in particolare nell'emisfero boreale. Si osserva, in particolare come la zona subsahariana risulti abbastanza costante nella produzione di acqua per tutto l'arco dell'anno.

8.2.2. Variabili ambientali di disponibilità d'acqua

Tutte le tipologie d'impianti di depurazione delle acque si fondano sul principio di separare il solvente (acqua) dal soluto (inquinanti di varia natura). È necessaria quindi una fonte di acqua inquinata da depurare. Allo stesso tempo gli impianti di depurazione si rendono necessari là dove vi è effettiva richiesta da parte della popolazione di tale risorsa. Risulta che le aree più aride del pianeta siano anche quelle con la più elevata insolazione, aumentando la capacità dei sistemi solari di depurazione [13]. Secondo Chaibi [14] le serre solari sono la miglior soluzione per le aree isolate e per le comunità isolate caratterizzate da aridità o semi-aridità.

8.2.2.1. Indice di Aridità

La necessità di dotarsi di sistemi in grado di depurare l'acqua deriva prima di tutto dalla presenza o assenza di acqua disponibile. Tale disponibilità è dipendente sia dall'ammontare di precipitazioni che cadono nel corso dell'anno in una determinata area, che dal quantitativo di acqua che naturalmente passa alla fase aeriforme attraverso sia l'evaporazione diretta che l'evapotraspirazione delle piante. Da svariati anni ricercatori stanno elaborando modelli per calcolare il quantitativo di acqua disponibile nelle diverse aree del globo.

L'indice di aridità, che sta alla base del database di seguito analizzato, si fonda sul lavoro svolto da Trabucco et Al. [15]. L'Indice di Aridità (**AI**) è basato sul rapporto fra le precipitazioni annuali e l'evapotraspirazione potenziale, calcolata con metodo FAO.

Equazione 117

$$AI = \frac{MAP}{MAE}$$

Con **AI** corrispondente all'indice di aridità, **MAP** e **MAE** le precipitazioni e l'evapotraspirazione medie annuali rispettivamente. Valori elevati di AI corrispondono ad ambiente umidi, quindi dotati di un surplus di acque, mentre valori bassi corrispondono ad ambienti secchi in deficit d'acqua, o stress idrico.

I dati dell'indice proposto da Trabucco et al. sono stati moltiplicati, per una maggiore sensibilità dei dati stessi, con un valore di 10000. In questo modo è possibile definire un maggior numero di classi rispetto quanto proposto nella classificazione di aridità UNEP [16], riportata in Tabella 14:

Valore di Indice di Aridità	Classe climatica
< 0.03	Iper-arida
0.03 – 0.2	Arida
0.2 – 0.5	Semi-arida
0.5 – 0.65	Semi-umida
> 0.65	Umida

Tabella 14 – Valori delle classi climatiche secondo la scala proposta da UNEP [16]

FONTI DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	Aridity Index
UNITÀ DI MISURA	/
DESCRIZIONE	Classificazione degli ambienti in funzione della disponibilità annua di acqua, in funzione del grado di evapotraspirazione potenziale
FONTE	Trabucco A. et Al. (http://www.csi.cgiar.org)
TIPOLOGIA DATASET	Raster (30 secondi, ±1 km ²) con interpolazione Nearest Neighbor

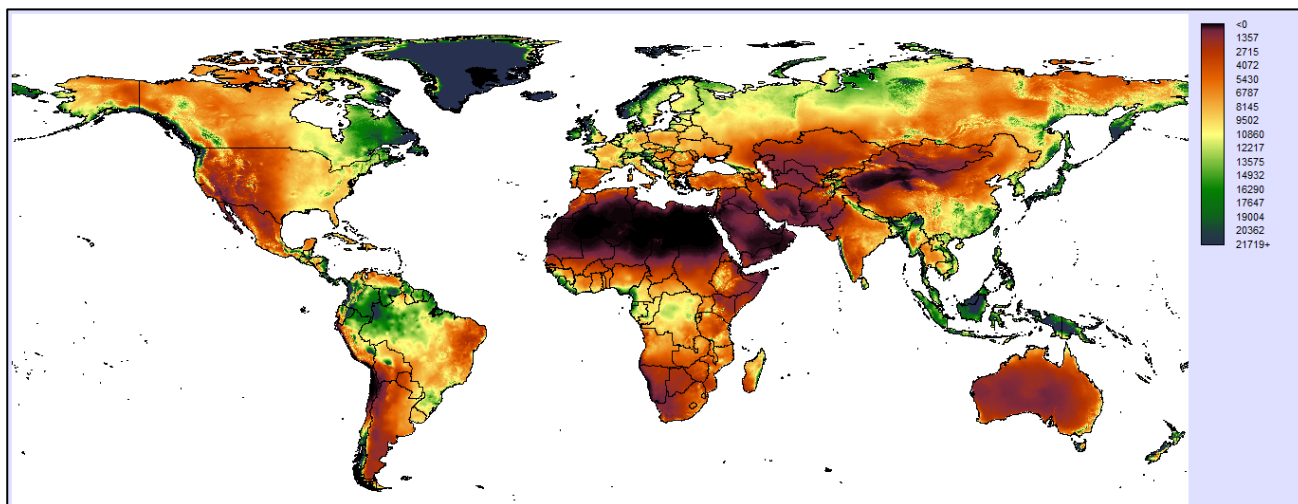


Figura 36 – Mappa dell’Indice di Aridità, conforme ai valori proposti da Trabucco et al. [15]

APPLICAZIONE DEL MODELLO

L’indice di aridità (AI) fornisce l’indicazione di quanto in un territorio vi sia o meno una carenza d’acqua, in particolare run-off [17]. Un limite di questo indice è che si fonda sull’evapotraspirazione compiuta dalle piante, quindi non tiene in considerazione la capacità di accumulo da parte del terreno di acque in falde più o meno profonde.

Nella realizzazione del modello geo-spaziale per lo studio degli ambienti di applicazione delle serre solari, l’indice di aridità si può applicare in maniera inversa. Più il valore risulta basso e più la necessità di impianti di depurazione delle acque si rileva interessante, in particolare per quanto riguarda la desalinizzazione delle acque. Infatti maggiore è il potenziale di aridità, maggiore sarà la necessità di dotarsi di impianti in grado di depurare acque di origine marina (“new water”).

Nel caso specifico si è deciso di assegnare un valore in funzione dell’aridità del territorio, calcolata con l’indice di aridità proposta dalle Nazioni Unite [15]. Dal dataset analizzato si applica la seguente equazione:

Equazione 118
$$V_{AI,UNEP} = 5 * \frac{V_{AI}}{100.000}$$

Dove $V_{AI,UNEP}$ è il valore nella scala proposta dall’ Ente UNEP e V_{AI} il valore nella scala proposta da Trabucco.

Una volta individuate le classi climatiche si introduce un nuovo indicatore definito “New Water Need” (**NWN**), con lo scopo di individuare la necessità delle diverse aree del pianeta di avere una nuova fonte di acqua per sopperire alla sua mancanza. Questo indice risulta con una correlazione inversa rispetto all’indice di aridità e viene definito secondo l’Equazione 119:

Equazione 119
$$NWN = 1 - V_{ai,UNEP}$$

Con **NWN** corrispondente al valore dell'indicatore "New Water Need". I valori del nuovo indicatore NWN sono compresi fra 0 e 1.

RISULTATI

L'elaborazione a scala globale di questo indicatore sono riportate nella seguente Figura 37.

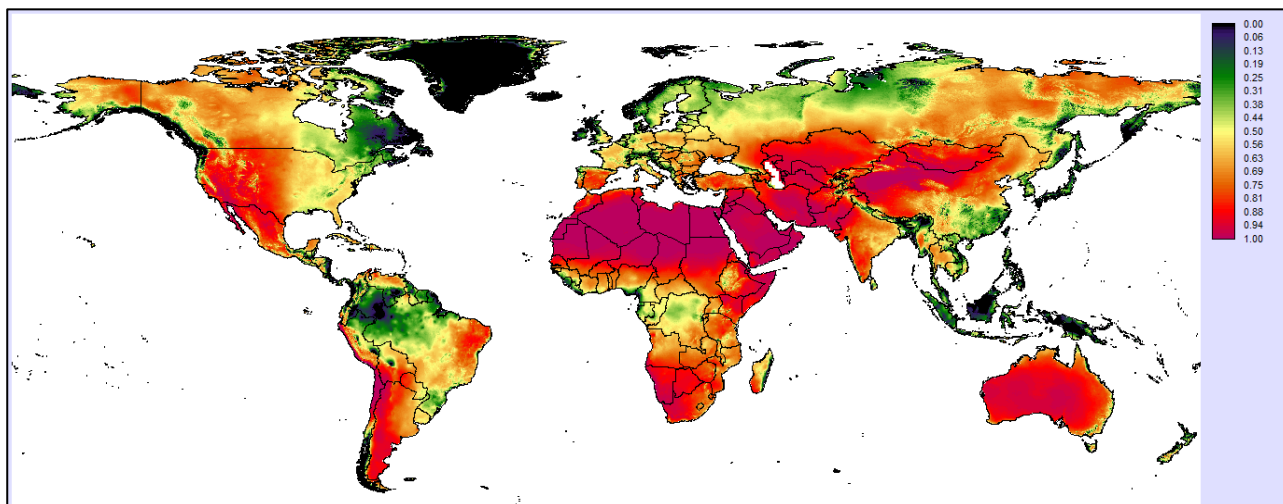


Figura 37 – Indicatore “New Water Need” (NWN), elaborato dall’Indice di Aridità

Come si può osservare dalla Figura 37, la necessità di avere sistemi di depurazione delle acque è inversamente proporzionale all'indice di aridità. Le aree che sentono particolarmente questa esigenza si attestano nella zona sahariana, sud-ovest africana e australiana. Tali aree sono anche caratterizzate da fenomeni di intensa desertificazione. Un interessante dato deriva dall'area delle micro-isole pacifiche, qui le abbondanti piogge non portano ad avere elevati indici di NWN, anche se si riscontrano particolari carenze della popolazione di approvvigionamento idrico di buona elevata qualità. Questo dato si deve legare all'incapacità da parte della popolazione locale nella corretta gestione delle risorse idriche.

8.2.2.2. Fiumi/laghi e pozzi

Una volta individuato dove vi sia maggiore richiesta di acqua, con l'indice di New Water Need (NWN), è necessario individuare dove sia possibile effettivamente recuperare l'acqua da trattare. L'acqua può essere presente sia superficialmente, che stoccata in acquiferi sotterranei a diverse profondità.

L'acqua superficiale è la forma più agevole di approvvigionamento per un impianto di trattamento delle acque. In questi casi non sono necessarie pompe idrauliche di sollevamento e la sua individuazione risulta particolarmente agevolata, non richiedendo la necessità di campagne idrogeologiche o escavazione di pozzi. Allo stesso tempo le acque superficiali sono maggiormente soggette a inquinamenti di tipo biologico o altri tipi di inquinanti, necessitando di trattamenti spinti di depurazione. Dal punto di vista qualitativo i pozzi risultano i migliori e più economici sistemi di gestione delle acque [18].

Nelle aree urbane, dei Paesi in Via di Sviluppo, circa 80% del consumo idrico deriva da captazioni di acque superficiali, mentre nelle aree rurali si passa al 30% [20]. Questo dato denota sia come i centri abitati siano collocati nei pressi dei maggiori corsi idrici, che la popolazione rurale sia più soggetta alla scarsità idrica, in quanto legata alla realizzazione di pozzi spesso profondi.

Il maggiore costo dell'acqua all'utente finale deriva dal consumo di energia per il suo spostamento dall'impianto di depurazione alla sua abitazione [21]. Vi è una correlazione proporzionale fra la distanza fonte-utente e gli impatti ambientali conseguenti [18].

FONTE DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	Fiumi/Laghi e Pozzi
UNITÀ DI MISURA	/
DESCRIZIONE	Rappresentazione dei fiumi, laghi e pozzi principali a scala globale. I fiumi e i laghi sono suddivisi in base alla loro presenza perenne durante l'intero arco dell'anno o solo periodica, in funzione delle stagioni.
FONTE	Carta digitale del Mondo (http://www.diva-gis.org/gdata)
TIPOLOGIA	Vettoriale (linee e poligoni)
DATASET	

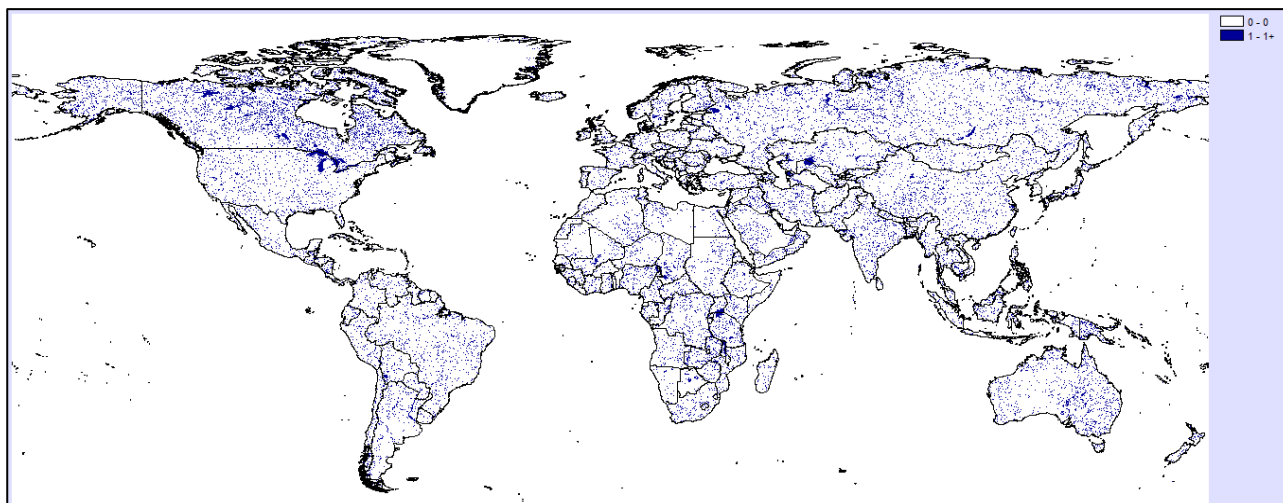


Figura 38 – Mappa dei fiumi e dei bacini imbriferi, sia perenni che stagionali, nonché i principali pozzi di captazione delle acque freatiche.

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Secondo il report del World Health Organization e UNICEF [19], l'obiettivo da perseguire dal 2015 al fine di migliorare le condizioni di accesso all'acqua potabile della popolazione mondiale, sarà fra gli altri quello di impiegare meno di 30 minuti per raggiungere a piedi una fonte d'acqua potabile fra andata e ritorno. Ne deriva che la distanza non sia superiore a 2 km. Tale obiettivo allo stato attuale risulta particolarmente lontano, in particolare in alcune aree isolate e lontane dai maggiori centri abitati. Allo stesso tempo la realizzazione di reti di distribuzione risultano particolarmente onerose e di difficile realizzazione in determinate aree del Pianeta. Secondo Chaibi [14], l'uso di microgenerazione distribuita con l'impiego dell'energia solare, potrebbe risolvere i problemi idrici a circa il 50% della popolazione rurale. Tale popolazione vive nelle regioni più aride e prive di combustibili fossili. Vari autori [22] hanno analizzato la distanza che porta una persona a ricercare l'acqua potabile. L'analisi spesso si è limitata al punto di vista economico, non riuscendo a generalizzare in merito al point break fra distanza percorribile e desiderio di accedere all'acqua potabile. Al fine della realizzazione del presente modello geo-spaziale si è deciso di considerare la distanza massima che l'utente finale è in grado o sarebbe disposto a compiere per accedere all'acqua potabile.

Per poter assegnare un punteggio alle diverse distanze dalle fonti di approvvigionamento idrico, quali i fiumi, i laghi e i pozzi, si è deciso di procedere tenendo in considerazione i seguenti punti:

- Costi di trasporto dell'acqua: costi necessari alla movimentazione dell'acqua sia con mezzi motorizzati (cisterne) che con la realizzazione di impianti di distribuzione (acquedotti) [23];
- Distanza percorribile a piedi: si è stabilito di porre come limite massimo la distanza percorribile a piedi da una persona nell'arco di un'ora (5 km). Tale distanza è da

considerarsi come limite massimo ammissibile per una persona per trovare una fonte d'acqua potabile.

Nel presente modello si è quindi deciso di procedere assegnando un diverso punteggio, in una scala da 0 a 1, in funzione del grado di fattibilità di realizzare impianti di depurazione delle acque e allo stesso tempo della capacità di raggiungere tale fonte idrica. Si è deciso di assegnare alla variabile **DFW** (Distance From Water) una funzione sigmoideale con funzioni Fuzzy [31] (vedi Grafico 29), assegnando valore 1 fino alla distanza di 5 km (distanza percorribile a piedi) e valore 0 per distanze maggiori 10 Km (distanza percorribile con mezzi non motorizzati) dalla fonte idrica più vicina. In questo modo tutte le aree più lontane di 10 km dalla fonte idrica non risultano più interessanti alla popolazione nel dotarsi di sistemi di trattamento delle acque, provvedendo a diversi metodi di distribuzione di d'acqua (ad esempio approvvigionamento con cisterne).

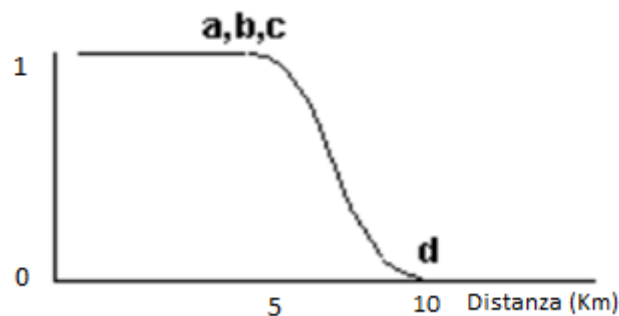


Grafico 29 – Funzione sigmoideale utilizzata per stabilire i valori della variabile DFW, con valore a=5 km e d=10 Km

RISULTATI

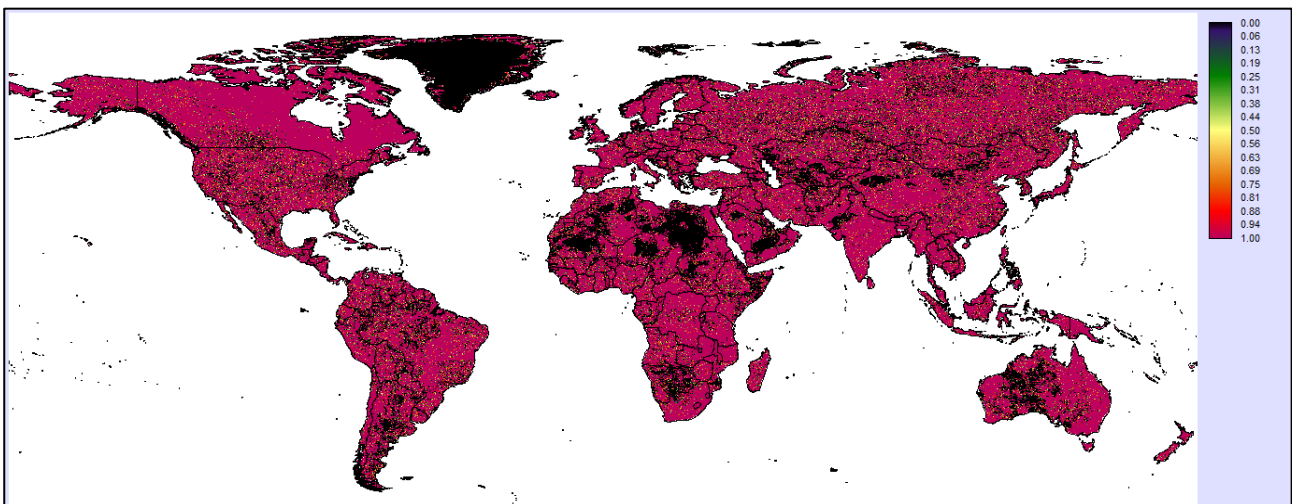


Figura 39 – Elaborazione grafica della funzione sigmoideale, con assegnazione dei valori per una fascia di buffer di 10 km dalle fonti idriche

Si osserva che gran parte del globo è ricoperto da corsi idrici superficiali. Nelle aree più aride, però, essi presentano un carattere prettamente stagionale, non permettendo una regolarità di approvvigionamento stabile. Si osserva come l'esigua presenza di pozzi del dataset disponibile, particolarmente collocati nelle aree già ricche di acqua, non rispecchia la reale situazione distributiva delle fonti idriche. Ne è un esempio l'ovest dell'Egitto, che risulta dal modello privo di ogni forma idrica, quando in realtà attualmente viene alimentato con pescaggi dalle falde acquifere o deviazioni dai laghi artificiali più a monte [114].

8.2.3. Variabili sociali

Le serre solari hanno un basso dispendio operativo e manutentivo, necessitando però di un'area di vaste dimensioni per la loro installazione per sopperire a esigenze di grandi portate [18]. In quest'ottica risulta necessario individuare dove sia fattibile la loro sistemazione. Le aree meno abitate risultano quindi più idonee all'installazione di sistemi solari di depurazione delle acque. Il costo del terreno e la possibilità di evitare la realizzazione di sistemi di distribuzione centralizzati, aumentano il grado d'interesse verso le serre solari. Esse sono la migliore soluzione tecnica per fornire acqua depurata in villaggi rurali e accampamenti [24]. Allo stesso tempo più di tre quarti della popolazione con scarso accesso all'acqua potabile vive proprio nelle aree agricole [25].

8.2.3.1. Densità popolazione

La densità di popolazione corrisponde al numero di persone che vive in un'area (1 km²). La densità è inversamente proporzionale all'installazione delle serre solari. Sistemi che richiedano l'occupazione di territorio per fornire acqua potabile, contrastano inevitabilmente con la presenza della popolazione residente. Inoltre la bassa densità abitativa comporta un minore costo al metro quadro del terreno, permettendo alle serre solari di essere competitive con altri sistemi di depurazione tradizionali [26].

La bassa produzione di acqua potabile rispetto l'area occupata (5-10 litri/m²/giorno), comporta che per soddisfare la richiesta della popolazione locale essa deve avere una superficie sufficiente pari a circa 2-4 m²/abitante. Tale occupazione di superficie non può essere giustificabile in città con una densità superiore a 8.000 abitanti/km².

FONTE DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	Densità
UNITÀ DI MISURA	abitanti/km ²
DESCRIZIONE	Rappresentazione della densità della popolazione in un'area pari a un kilometro quadrato.
FONTE	Center for International Earth Science Information Network (CIESIN), Columbia University; Global Rural-Urban Mapping Project, Version 1 (GRUMPv1): Population Density Grid. 2011. (http://sedac.ciesin.columbia.edu/data/dataset/grump-v1-population-density)
TIPOLOGIA DATASET	Raster (30 secondi, ±1 km ²) con interpolazione Nearest Neighbor

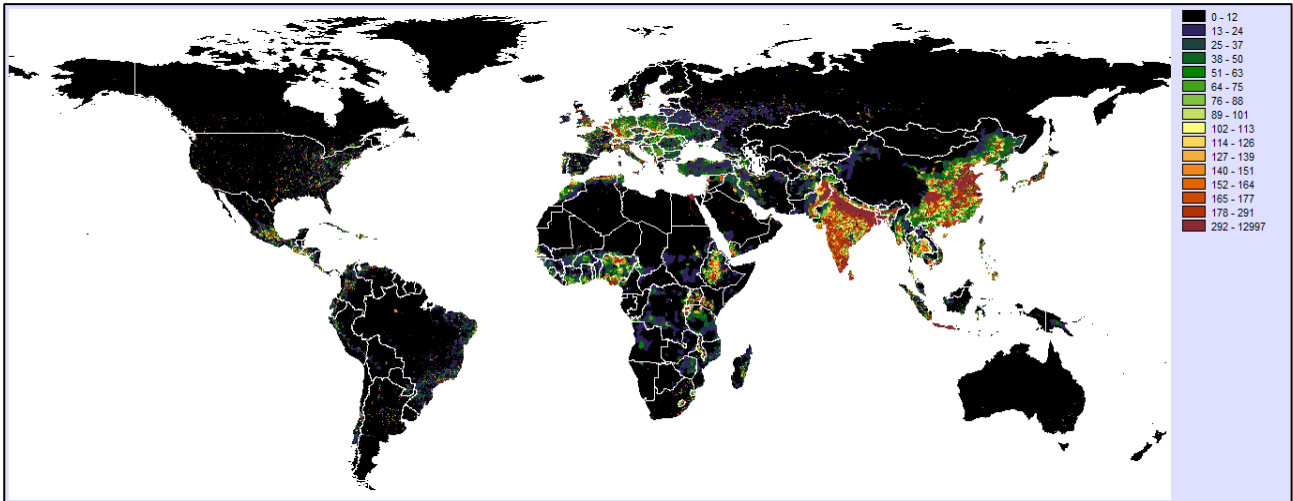


Figura 40 – Mappa della densità della popolazione con precisione a 1 km² (dati visualizzati con divisione in quantili)

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Come enunciato precedentemente, le serre solari si adattano meglio a soddisfare le esigenze delle comunità più isolate e quindi le aree meno densamente abitate. Allo stesso tempo, la mancanza di popolazione comporta l'assenza d'interesse verso sistemi di depurazione delle acque.

Per l'estensione del modello geo-spaziale in funzione della densità, si è deciso di formulare una funzione continua con dominio nell'asse delle ordinate fra 0 e 1, mentre delle ascisse i valori della densità della popolazione in una determinata area (pari a 1 km²). Il picco massimo, pari a 1, è stato deciso di porlo con una densità pari a circa 200 abitanti (x=200). Questo valore è stato scelto in funzione di alcune considerazioni al contorno, quali:

- L'area occupata da impianti di depurazione non dovrebbero occupare più dello 0,1% dell'area considerata (1000 m²), per lasciare spazio alle attività agricole, ambientali ed urbanistiche;
- La media di produzione delle serre solari è pari a 4 litri/m²/giorno [29];
- Il consumo di acqua minimo a persona varia da 7,2 a 20 litri/abitante/giorno, se si esclude o meno l'impiego dell'acqua per l'igiene personale [27, 28].

Ponendo le considerazioni precedentemente descritte si ricava la seguente Equazione 120:

Equazione 120
$$SSD = \left(\frac{den}{10000}\right)^{\alpha-1} * \left(1 - \left(\frac{den}{10000}\right)\right)^{\beta-1} * 1.6363$$

Con **SSD** corrispondente alla variabile Solar Still Density, con α e β i parametri della distribuzione continua nell'intervallo [0, 1] con valori rispettivamente di 1.10005 e 6. Si riporta di seguito il Grafico 30 rappresentativo della curva appena definita.

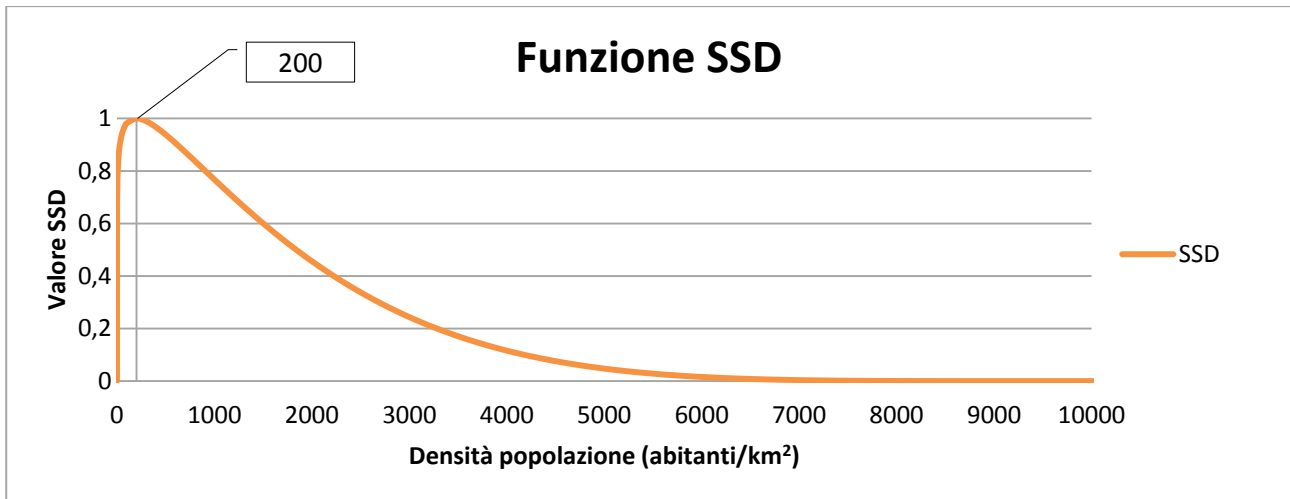


Grafico 30 – Funzione dell’andamento dei valori dell’indice SSD (Solar Still Density) in relazione della densità della popolazione

RISULTATI

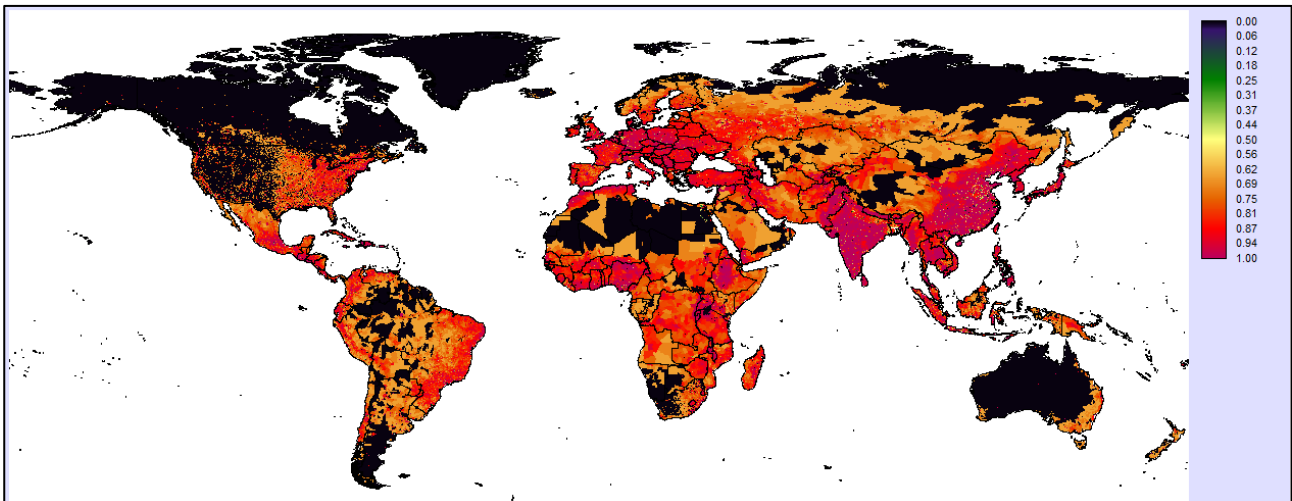


Figura 41 – Rappresentazione della variabile SSD (Solar Still Density)

Si può osservare come vi siano diverse aree nel pianeta che presentano valori nulli, segno che la densità della popolazione è inferiore all’unità per kilometro quadrato. Questo determina ampie aree (vedi Sahara e Australia centrale) prive d’interesse verso l’installazione di serre solari, anche se potenzialmente molto produttive. Aree densamente abitate, come i centri abitati delle grandi megalopoli indiane, ad esempio presentano dei valori prossimi allo zero, visto l’elevato sovrappollamento del suolo.

Dal punto di vista della densità risulta che l’area indiana, e più in generale l’intero sud-est asiatico, sono particolarmente attraenti per l’installazione delle serre solari.

8.2.3.2. Centri abitati

Le serre solari sono sistemi che necessitano di superfici libere per la loro sistemazione. Non sono quindi particolarmente adatte alle aree urbane già consolidate, se non in minima parte. Normalmente le aree urbanizzate principali sono dotate di sistemi acquedottistici e sistemi di depurazione delle acque^[32]. Risulta quindi che le aree più attraenti per l’installazione delle serre solari siano le zone più periferiche e lontane dalle reti di distribuzione idrica. Secondo Gomkale, le serre solari sono economicamente più vantaggiose, rispetto altri sistemi di depurazione, a una distanza minima di 20 Km dalle reti acquedottistiche ^[30]. La realizzazione d’infrastrutture per lo

spostamento dell'acqua depurata comporta un aumento delle caratteristiche tecniche degli impianti e un conseguente consumo energetico, responsabile del 90% degli impatti derivanti dagli impianti di desalinizzazione/potabilizzazione [18].

FONTE DEI DATI E CARATTERISTICHE

VALORE	DESCRIZIONE
NOME	Aree Urbane
UNITÀ DI MISURA	/
DESCRIZIONE	Localizzazione ed estensione delle maggiori aree urbane nel 2003.
FONTE	Schneider, A., M. A. Friedl, D. K. McIver, and C. E. Woodcock (2003) Mapping urban areas by fusing multiple sources of coarse resolution remotely sensed data. Photogrammetric Engineering and Remote Sensing, volume 69, pages 1377-1386. (http://www.naturalearthdata.com/)
TIPOLOGIA DATASET	Poligoni (mappatura satellitare a 1 km ²) vers. 2.0.0

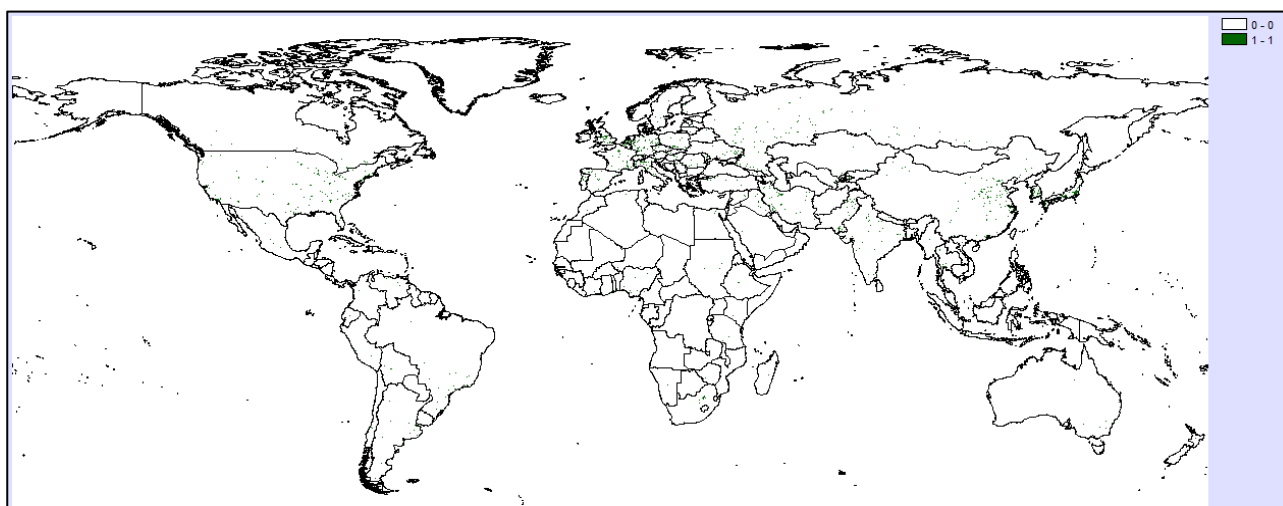


Figura 42 – Mappa delle maggiori aree urbane del Pianeta nel 2003, con una risoluzione di 1 km²

APPLICAZIONE DEL MODELLO

Il modello geo-spaziale punta ad individuare dove possa essere maggiormente fattibile la realizzazione di impianti alimentati da fonti energetiche rinnovabili per la depurazione delle acque. La necessità di aree della superficie terrestre per l'installazione di serre solari richiede che esse siano collocabili in zone libere da edifici, quindi lontane dai centri abitati principali.

Secondo quanto riportato in letteratura [18, 30], si è deciso di applicare una funzione sigmoideale, con valori da 0 a 1, alle varie distanze dai centri abitati (**UCD**) (vedi Grafico 31). Presupponendo che sia possibile avere una probabilità di attrazione anche nei centri abitati (micro impianti domestici), si è posto il valore $a=0.3$ ad una distanza di 5 km. Il valore pari a $b=1$ è stato posto ad una distanza di 10 km, in quanto dopo tale distanza non risulta particolarmente interessante approvvigionarsi dalla linea acquedottistica, ma risulta più conveniente fornirsi di un sistema autonomo di depurazione delle acque (si veda variabile DFW, precedentemente descritta).

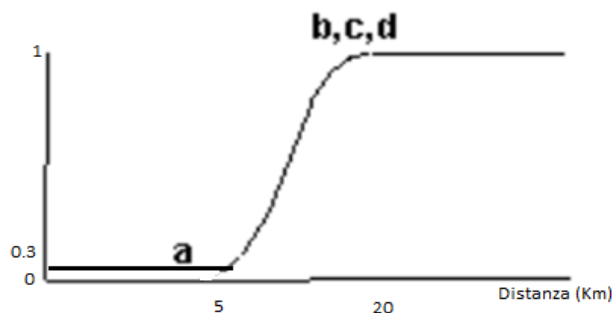


Grafico 31 – Funzione sigmoide utilizzata per l’assegnazione dei valori all’indicatore UCD, in funzione della distanza dai centri abitati

RISULTATI

L’elaborazione grafica derivante dallo studio delle distanze dai centri abitati è rappresentata dalla seguente immagine:

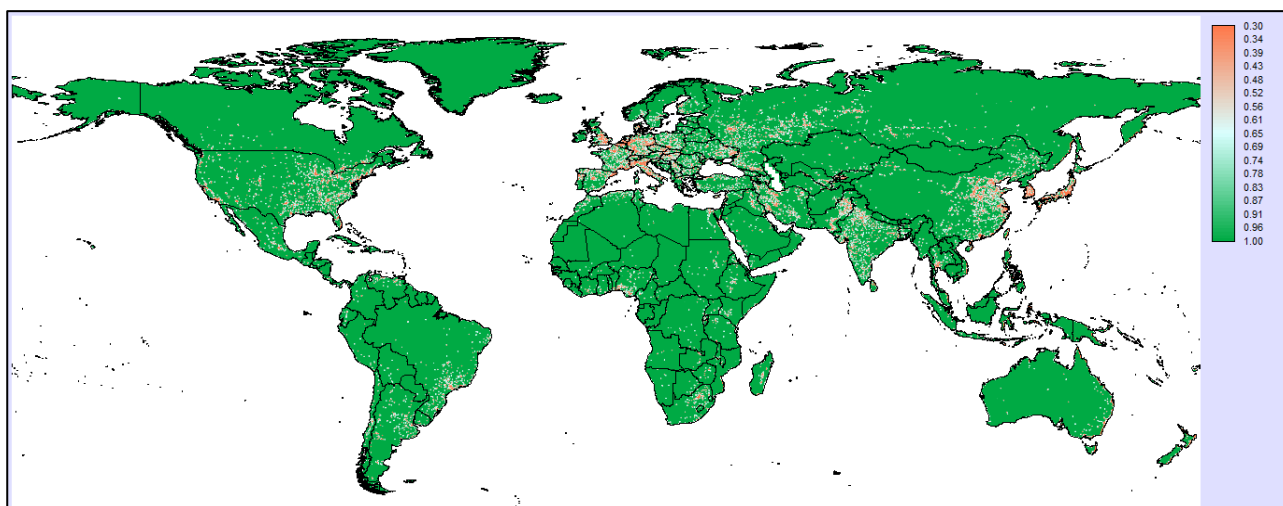


Figura 43 – Rappresentazione dell’indicatore UCD, con valore 0.3 in corrispondenza dei centri abitati e 1 oltre 10 km

Dall’osservazione dell’elaborazione dell’indicatore UCD (Urban Center Distance), appare chiaro come vi sia una discreta uniformità dei valori massimi. Le regioni europee e giapponesi, risultano particolarmente ricoperte da aree urbane diffuse, con un elevato sprawl urbano. La scelta di porre un valore pari a 0.3 anche all’interno delle aree urbane, deriva dall’esperienza riscontrata durante la fase di sperimentazione. Infatti si è osservato come anche nelle aree urbane siano stati installati impianti di microgenerazione distribuita, per soddisfare esigenze specifiche e particolari, quali l’approvvigionamento di una scuola.

8.3. Modello previsionale geo-spaziale

Avendo analizzato i diversi indicatori nel paragrafo 8.2, si procede all’unione in un’unica formulazione delle diverse variabili, con l’intento di ottenere un modello predittivo geo-spaziale d’installazione di sistemi di microdepurazione distribuita alimentate da fonti di energia rinnovabili, quali le serre solari per la depurazione delle acque.

Nella seguente Tabella 15 vengono riassunti i diversi indicatori analizzati e i valori massimi registrabili rispettivamente.

Nome variabile	Variabile pre-modello	Variabile post-modello	Valori
Radiazione solare	I_{r_s} = Radiazione solare (W/m^2)	$Q_{w,lr}$ = portata acqua depurata ($l/m^2/giorno$)	0-9
Altitudine	H = elevazione (m slm)	$Q_{w,H}$ = portata in funzione della quota ($l/m^2/giorno$)	0-14.64
Temperatura	T_{amb} = temperatura ambiente ($^{\circ}C$)	$Q_{w,T}$ = portata in funzione della temperatura ($l/m^2/giorno$)	0-14.61
Indice di aridità	AI = Aridity Index (/)	NWN = necessità di acqua depurata (/)	0-1
Fiumi/laghi e pozzi	Presenza/assenza fonti d'acqua (/)	DFW = interesse in funzione alla distanza dall'acqua (/)	0-1
Densità di popolazione	DEN = numero di abitanti in un'area ($abitanti/km^2$)	SSD = interesse in funzione della densità (/)	0-1
Aree Urbane	Presenza/assenza aree urbane	UCD = interesse in funzione della distanza dai centri abitati (/)	0-1

Tabella 15 – Variabili considerate nel modello geo-spaziale e valori minimi e massimi di ogni variabile

L'indice geo-spaziale elaborato vuole individuare dove possa essere applicabile l'uso di serre solari per la depurazione delle acque. Considerando che tutti gli indicatori sono indispensabili al calcolo, si è deciso di elaborare una formulazione che permetta di annullare l'intero indice nel caso almeno un indicatore risulti pari a 0. Non si è presa in considerazione l'altitudine, in quanto già contenuta indirettamente all'interno delle variabili IR e C. Si ricava quindi il seguente indice denominato Geo-Spatial Index (**GSI**) attraverso la seguente formulazione:

Equazione 121

$$GSI = \left(\frac{2.5669 \cdot 10^{-7} (IR-C)}{10} \right)^{0.5} * (NWN * DFW)^{0.25} * (SSD * UCD)^{0.25}$$

Si è deciso di assegnare dei pesi differenti alle varie categorie degli indicatori, in quanto si ritiene di maggiore e preponderante interesse la componente legata alla produzione giornaliera dei sistemi, rispetto alle componenti di presenza/assenza dell'acqua e degli aspetti più sociali. Questi ultimi valori, non avendo a disposizione elementi consolidati, derivano dai casi di studio descritti nel Capitolo 4.1, nei quali si è notata una maggiore attenzione alla portata di acqua depurata rispetto ad altri fattori logistici. Le variabili sociali e di presenza delle acque si sono dimostrati maggiormente risolvibili attraverso soluzioni specifiche, non preventivabili a priori (ad esempio, escavazione di nuovi pozzi o fornitura di acqua depurata per una scuola situata in un'area densamente abitata).

RISULTATI

Si è voluto dividere il modello GSI in funzione dei due mesi considerati nella variabile "temperatura", per osservare come risponde il modello stesso al variare della stagione. Si riporta di seguito la rappresentazione grafica rispettivamente del mese di gennaio (Figura 44) e del mese di luglio (Figura 45).

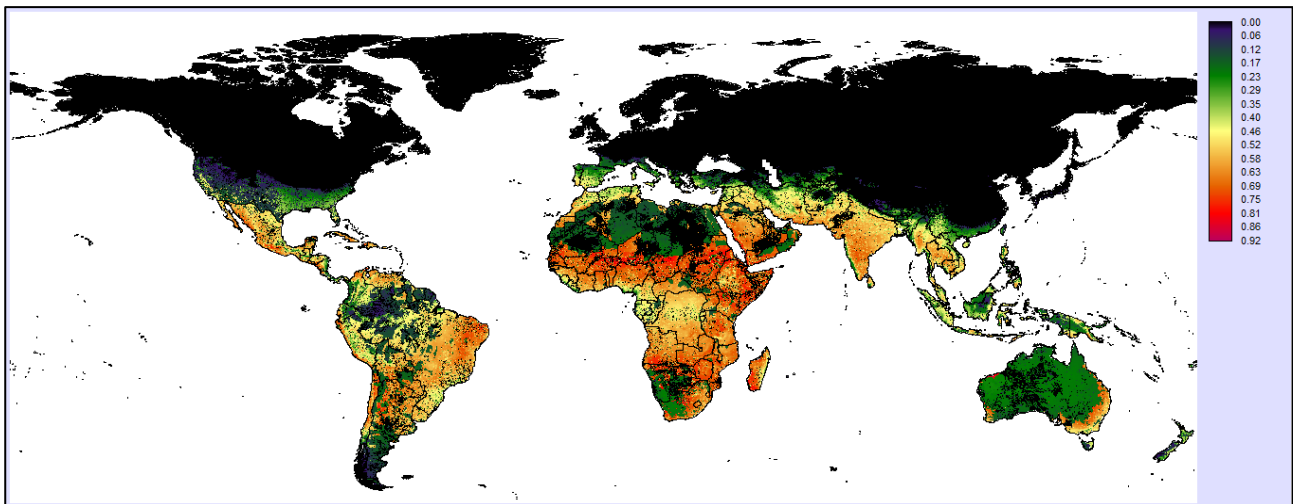


Figura 44 – Rappresentazione grafica dell' indice GSI nel mese di gennaio

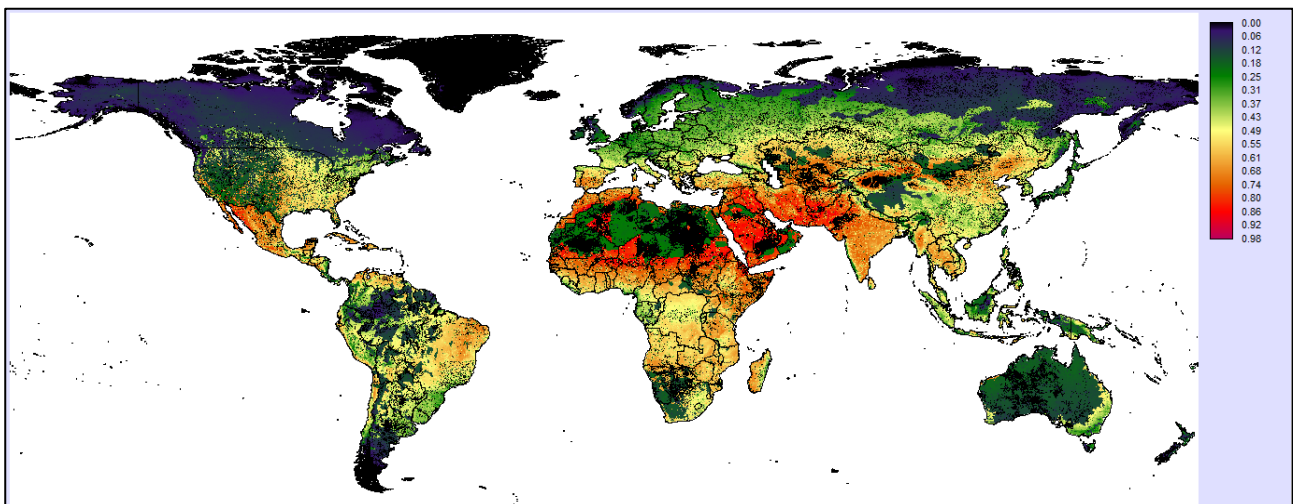


Figura 45 - Rappresentazione grafica dell'indice GSI nel mese di luglio

Si può osservare come il modello GSI rappresenti l'intera superficie terrestre escludendo tutte quelle aree in cui fisicamente o socialmente non sia attraente l'utilizzo delle serre solari, come metodo di depurazione delle acque. Si osserva come le regioni più prossime ai poli presentino valori pari a zero, a causa dell'incapacità delle solar still di depurare, per le basse temperature e scarso irraggiamento solare. Diversamente valori pari a zero si riscontrano anche in aree molto calde e soleggiate, ma caratterizzate da assenza della popolazione (SSD=0) o troppo distanti da fonti idriche disponibili (DFW=0).

I valori maggiori dell'indice GSI si riscontrano in particolare nelle aree subshariane, della penisola araba e indiana e centroamericane. Si può affermare che tutta la fascia a cavallo del Tropic del Cancro risulta particolarmente idonea ad ospitare l'installazione di serre solari, nonché gran parte delle isole oceaniche tropicali. Nel mese di luglio anche la parte nord brasiliana e centro/sud africana risulta avere un indice particolarmente elevato.

Si può osservare come in Europa solo i mesi estivi risultino interessanti dal punto di vista dell'installazione, annullando completamente l'indice nei mesi invernali, a causa della dispersione termica del sistema stesso e la sua derivante incapacità di depurare acqua.

Si è deciso in tal senso di osservare due casi di studio particolari e significativi, la penisola italiana l'area sud-americana, in particolare il Perù. Entrambe le zone hanno avuto una sperimentazione con le serre solari descritte nel presente lavoro dottorale, si veda i capitoli precedenti, e quindi di maggiore conoscenza diretta per una possibile validazione.

CASO 1 – ITALIA

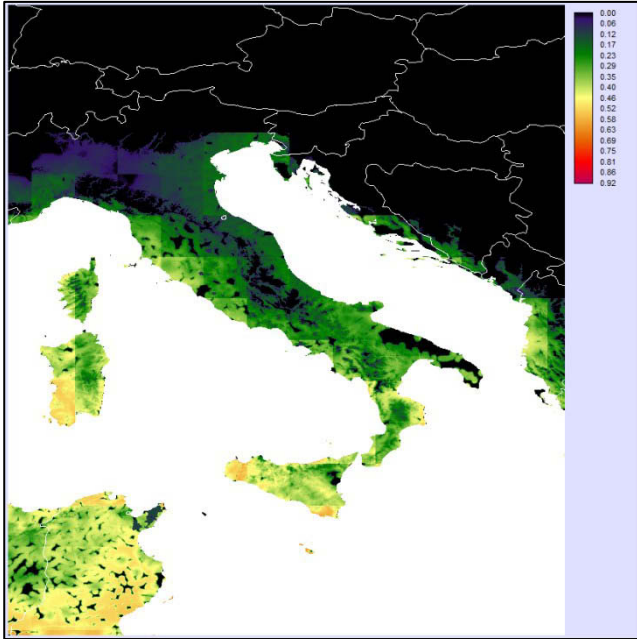


Figura 46 – Rappresentazione dell'Italia del GSI in gennaio

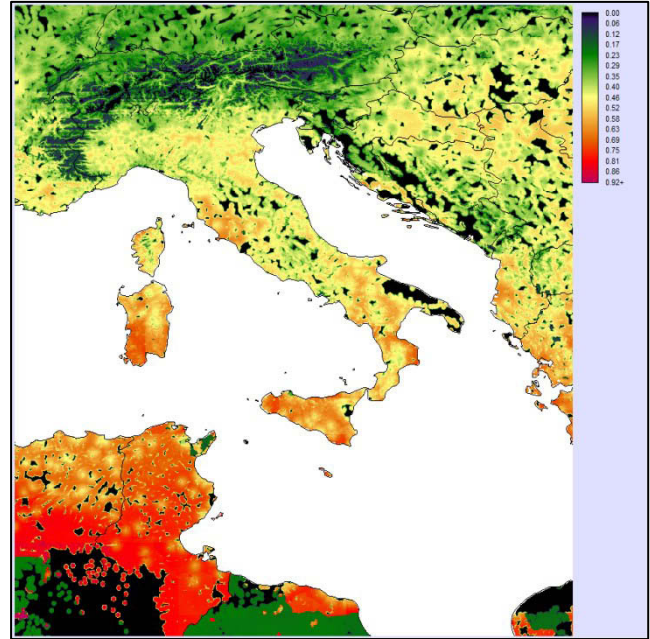


Figura 47 - Rappresentazione dell'Italia del GSI in luglio

Si può osservare come, al variare delle stagioni, le uniche regioni dell'Italia che presentano un interesse verso i metodi di depurazione delle acque risultano la Sicilia e la Sardegna. Le altre regioni risultano, in particolare nei mesi invernali, con valori prossimi allo zero. L'Italia è una delle poche nazioni europee in grado di poter ospitare questa tipologia di tecnologie, al contrario di altri paesi, anche se alle medesime latitudini. Come sperimentato direttamente nell'area del veneziano (nord-est dell'Italia), si è osservato come il modello GSI rispecchi le produzioni giornaliere previste nei mesi estivi e, altrettanto correttamente, segna valori quasi prossimi a zero nei mesi invernali. Si può osservare come la Puglia presenti dei valori pari a zero. Questi valori derivano dalla mancata presenza, nel dataset riguardante il corso dei fiumi, di fonti idriche disponibili. Tale area risulta irrigata da sistemi acquedottistici, difficilmente implementabili all'interno del modello.

CASO 2 – PERÙ

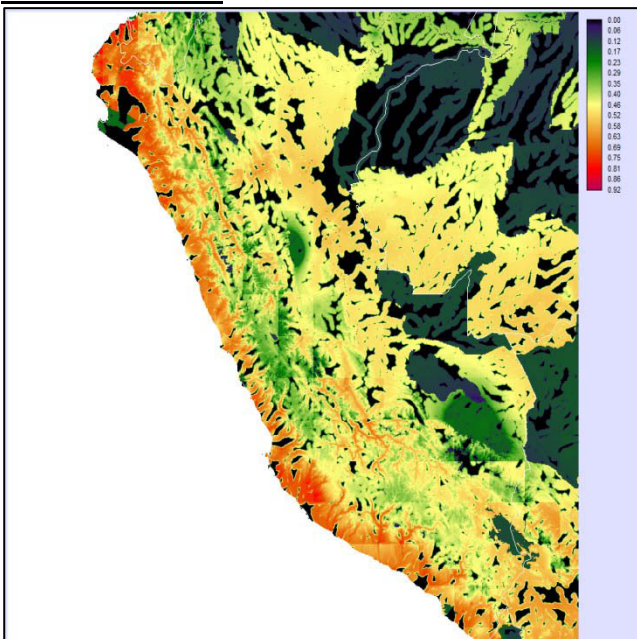


Figura 48 – Rappresentazione del Perù del GSI in gennaio

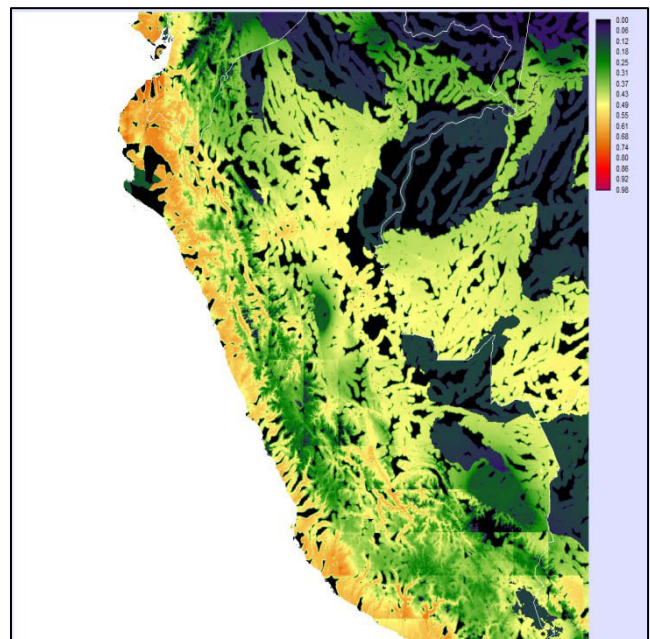


Figura 49 - Rappresentazione del Perù del GSI in luglio

Si osserva una minore variabilità stagionale del territorio peruviano, rispetto al caso di studio italiano, vista la sua vicinanza all'area equatoriale. Si osserva come la costa presenta valori particolarmente elevati dell'indice GSI, segno che il modello fitta correttamente con le aree più secche del paese sudamericano. La parte tipicamente ricoperta da foresta pluviale (parte nord-orientale) presenta i valori più bassi, viste le elevate precipitazioni dell'area. Rispetto all'Italia, si hanno valori superiori di GSI nei mesi invernali, rispetto a quelli estivi. I valori della costa, particolarmente elevati, hanno avuto riscontri dalla sperimentazione avvenuta nel periodo di ricerca, vista l'elevata necessità di sistemi di depurazione microdistribuita. La buona produzione calcolata dal modello è stata riscontrata anche in campo.

CONCLUSIONI

Si può ritenere il modello GSI un primo approccio per individuare dove possa maggiormente trovare riscontro l'installazione di sistemi di depurazione delle acque, quali le serre solari. Si è proceduto, nella gran parte delle assunzioni, partendo da una base bibliografica difficilmente documentabile nel lato pratico, in questo settore specifico. Non è stato possibile validare il modello con riscontri pratici di applicazione, in quanto questa tecnologia non ha ancora preso piede a livello globale. Sono state fornite quindi validazioni oggettive delle sue potenzialità e si è proceduto ad osservare come il modello rappresentasse delle aree conosciute e in cui si sono svolti dei test sul campo. Si è osservato come i prototipi testati abbiano fornito all'incirca i medesimi risultati del modello predittivo GSI.

Come più volte affermato, all'interno del presente capitolo, le variabili considerate per questo modello sono affette da un discreto grado di errore, derivante dall'impossibilità di trovare dataset di dati uniformi e in grado di fornire tutte le informazioni che avrebbero potuto raffinare ulteriormente il modello (ad esempio le reti acquedottistiche).

8.4. Bibliografia

1. Kumar S, Tiwari GN. Estimation of internal heat transfer coefficients of a hybrid (PV/T) active solar still. *Solar Energy*. 2009;83(9):1656–1667.
2. Bachir. Chaouchi, Adel. Zrelli, Slimane. Gabsi, 2007 Desalination of brackish water by means of a parabolic solar concentrator Desalination 217 118 126
3. Kreith, F.; Kreider, JF. Principles of solar engineering. Publ.place: New York, ny (USA). Publisher: McGraw-Hill. Publ.date: 1978
4. Perry R. H., Green D. W. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8, McGraw-Hill, 2007.
5. Kumar L, Skidmore AK, Knowles E. Modeling topographic variation in solar radiation in a GIS environment. *Geographical information science*. 1997;11(5):475–497.
6. Turchetti E., Fasi R. Elementi di Fisica, 1° ed., Zanichelli. 1998.
7. Hijmans RJ, Condori B, Carillo R, Kropff MJ. 2003. A quantitative and constraint-specific method to assess the potential impact of new agricultural technology: the case of frost resistant potato for the Altiplano (Peru and Bolivia). *Agricultural Systems* 76: 895–911
8. Jones PG, Gladkov A. 2003. FloraMap. A Computer Tool for Predicting the Distribution of Plants and Other Organisms in the Wild. Version 1.02. Centro Internacional de Agricultura Tropical: Cali, Colombia
9. Parra JL, Graham CC, Freile JF. 2004. Evaluating alternative data sets for ecological niche models of birds in the Andes. *Ecography* 27: 350–360.
10. Bureau ZM. Observational evidence of the impact of vegetation cover on surface air temperature change in china. 2010; 53 (2):261–269.
11. Hijmans RJ, Cameron SE, Parra JL, Jones PG, Jarvis A. Very high resolution interpolated climate surfaces for global land areas. *International Journal of Climatology*. 2005;25 (15):1965–1978.
12. Hutchinson MF. Interpolating mean rainfall using thin plate smoothing splines. *International Journal of Geographical Information Systems*. 1995; (9): 385–403.
13. Galal S and Husseiny A.A., Desalination, 20 (1977) 217.

14. Chaibi MT. An overview of solar desalination for domestic and agriculture water needs in remote arid areas. *Desalination*. 2000;127(2):119–133.
15. Trabucco, A., and Zomer, R.J. 2009. Global Aridity Index (Global-Aridity) and Global Potential Evapo-Transpiration (Global-PET) Geospatial Database. CGIAR Consortium for Spatial Information. Published online, available from the CGIAR-CSI GeoPortal at: <http://www.csi.cgiar.org>.
16. UNEP (United Nations Environment Programme), 1997. World atlas of desertification 2ED. UNEP, London.
17. Arora VK. The use of the aridity index to assess climate change effect on annual runoff. *Journal of Hydrology*. 2002;265(1-4):164–177.
18. Vince F, Aoustin E, Bréant P, Marechal F. LCA tool for the environmental evaluation of potable water production. *Desalination*. 2008;220(1-3):37–56.
19. World Health Organization and UNICEF 2013. Progress on sanitation and drinking-water - 2013 update. *WHO Library Cataloguing-in-Publication Data*. 2013.
20. Meigh JR, McKenzie AA, Sene KJ. A Grid-Based Approach to Water Scarcity Estimates for Eastern and Southern Africa. 1999;(1992):85–115.
21. Lundie S., Peters G. M., Beavis P. C. Life Cycle Assessment for sustainable metropolitan water systems planning. *Environ. Sci. Technol.*, 38 (2004) 3465–3473
22. Whittington D, Briscoe J, Mu X, Barron W. Estimating the Willingness to Pay for Water Services in Developing Countries: A Case Study of the Use of Contingent Valuation Surveys in Southern Haiti. *Economic Development and Cultural Change*. 1990;38(2):293.
23. Pangare G., and Pangare, V. Informal Water Vendors and Service Providers in Uganda: The Ground Reality. Research Paper for The Water Dialogues, UK. 2008.
24. Kunze H. A new approach to solar desalination for small- and medium-size use in remote areas. *Desalination*. 2001; 139 (5):35–41.
25. World Health Organization. UN-water global annual assessment of sanitation and drinking-water (GLAAS) 2012 report: the challenge of extending and sustaining services. *WHO Library Cataloguing-in-Publication Data*. 2012.
26. Report of Ad Hoc Panel of the ACTI, Energy for Rural Development, Renewable Resources and Alternative Technologies for Developing Countries, National Academy of Sciences, Washington, DC, 1976.
27. Chenoweth J. Minimum water requirement for social and economic development. *Desalination*. 2008;229(1-3):245–256.
28. Howard G. and Bartram J., Domestic Water Quantity, Service, Level and Health. World Health Organization, Geneva, 2003.
29. Delyannis E.E. and Belessiotis V. Solar application in desalination: the Greek Islands experiment. *Desalination*. 1995; 100 (1-3): 27-34.
30. Gomkale S.D. Operational experience with solar stills in an Indian village and their contribution to the drinking water supply. *Desalination* 1988; 69 (2): 177 – 182.
31. Zadeh, L. A. (1965). Fuzzy sets. *Information and control*, 8(3), 338-353.
32. Showers, K. B. (2002). Water scarcity and urban Africa: An overview of urban–rural water linkages. *World development*, 30(4), 621-648.

9. SEI - Indice Socio-Economico – Studio dei Paesi di applicazione delle serre solari

Viene presentato un indice, basato su indicatori di tipo sociale e di tipo economico, con l'intento di investigare quale siano i Paesi maggiormente attratti ad usufruire delle serre solari, come sistemi di microdepurazione distribuita basate su energie da fonti rinnovabili. I dati raccolti per ogni variabile, sono stati analizzati attraverso una normalizzazione, poi si è svolta una successiva analisi cluster per comprendere le correlazioni e quindi una PCA. I risultati hanno dimostrato, come vari autori già descrivevano, che le serre solari sono particolarmente indicate per i Paesi a basso reddito e soprattutto le micro isole del Pacifico, sofferenti di rifornimenti scarsi dei servizi primari (acqua ed energia), se non a costi particolarmente elevati.

9.1. Introduzione

Lo scopo di questo capitolo è quello di definire un indice globale per le serre solari di carattere sociale ed economico, al fine di individuare dove l'installazione di serre solar risulti più fattibile. Nel capitolo precedente si è definito un indice geo-spaziale (GSI), con indicatori prettamente ambientali. Di seguito si procederà a realizzare un nuovo indice con indicatori più socio-economici. Tale indice si focalizza nell'analisi del grado di penetrazione del mercato nei diversi Paesi, analizzandone le esigenze e il grado di capacità di accettare l'ingresso di nuove tecnologie di microdepurazione delle acque. Il principio alla base del seguente capitolo si fonda da quanto previsto e stabilito nel 1992 a Dublino durante la conferenza internazionale nella gestione dell'acqua. In tale occasione si è definito l'Approccio Integrato nelle Risorse Idriche (Integrated Water Resources Management IWRM), il quale viene definito come "il processo finalizzato a garantire che l'acqua sia utilizzata nel modo più efficiente (dimensione economica), promuovendo un accesso equo all'acqua (dimensione sociale) e garantendo la sostenibilità (ambientale dimensione)" [33].

Ad oggi le barriere che hanno impedito la diffusione delle MRETs (Tecnologie di Microgenerazione basate su fonti Energetiche Rinnovabili) sono state analizzate da molti punti di vista da diversi autori, che hanno prodotto una cospicua letteratura [1, 10, 11]. Essi evidenziano il forte legame tra incentivi economici, barriere politiche e culturali che limitano la diffusione delle nuove tecnologie in genere e di quelle da fonti rinnovabili in particolare. Un forte incentivo per l'adozione da parte degli utenti di tecnologie alimentate da fonti di energia rinnovabili è spesso derivante dal prezzo più elevato dei servizi o dei beni prodotti con i metodi tradizionali. Le MRET appaiono più redditizie quando presentano un prezzo basso o uguale al posto di una tecnologia basata su fonti non rinnovabili. Per questo motivo è necessario analizzare i prezzi che i servizi vengono venduti al consumatore finale. Questo non è l'unico aspetto da considerare, ad esempio, la mancanza di fiducia verso l'amministrazione centrale da parte della popolazione o l'irregolarità nella fornitura del servizio, possono aumentare l'interesse per sistemi autonomi di microgenerazione. Ne è un esempio il Lesotho, che sta basando il suo piano energetico sulle energie rinnovabili, dopo la crisi e l'instabilità di fornitura elettrica del 2008 causata dal suo fornitore principale, il Sud Africa [12].

Le caratteristiche delle serre solari, considerate come una tecnologia semplice e di basso costo [13], hanno bisogno di acqua inquinata da trattare, energia solare e un'area più o meno vasta dove essere installate (si veda capitolo precedente). Per sviluppare un indice socio-economico per questa tecnologia queste considerazioni sono necessarie ma non sufficienti. Le caratteristiche delle serre solari devono essere, in primis, conosciute nelle loro caratteristiche intrinseche rispetto le tecnologie "tradizionali". È necessario un livello base d'istruzione della popolazione, per facilitare la penetrazione e il recepimento di nuove tecnologie, come una capacità finanziaria per l'acquisto della tecnologia.

Si procederà qui di seguito con una serie di indicatori sociali ed economici, per poi analizzare i vari indicatori selezionati per definire l'indice SEI (Socio-Economic Index) legato alla diffusione delle serre solari.

9.1.1. Stato dell'arte indici socio-economici

La definizione di indici a scala planetaria in diversi campi di applicazione sono sviluppati da diversi studi e gruppi di ricercatori. Alcuni indici si basano su un problema specifico ambientale, come la scarsità d'acqua, o relativi ad un aspetto socio-economico, come lo sviluppo della società dal punto di vista antropologico. Spesso questo tipo di indici hanno focalizzato l'analisi solo sulle caratteristiche ambientali, senza prendere in considerazione le variabili socio-economiche e viceversa.

Vi sono in letteratura alcuni indici che possono aiutare la costruzione di un indice per la diffusione generale di MRETS, e delle serre solari più in particolare, con una scala globale. Può essere un esempio considerare due indici molto utilizzati e applicati nell'analisi dello sviluppo di un Paese, utilizzando gli indicatori sociali-economici, come:

- HDI (Human Development Index): sviluppato dall'UNDP nel 1990 [3], corretto e migliorato di recente [4], basato su diversi indicatori come il tenore di vita, la salute e l'istruzione. Anche se alcuni autori non pensano che questo indice possa essere esaustivo per spiegare il vero benessere delle persone e della società [5], fornisce un quadro generale in alcuni aspetti cruciali delle società che possono determinare la penetrazione di mercato delle MRETS e delle serre solari.
- NWI (National Well-Being Index) proposto nel 2005 [6]. Questo indice analizza il grado di benessere delle persone, basato non solo dal punto di vista economico, ma tenendo anche in conto i capitali naturali e sociali. Questo è un buon esempio di indice che cerca di mescolare diversi aspetti, colmando le questioni antropiche e gli aspetti ambientali.

Se vogliamo analizzare il grado di desiderabilità per le serre solari, dobbiamo considerare l' "ambiente" in senso lato in cui verranno installate. Più che la risorsa, acqua, è necessario capire il livello di ogni Paese nella realizzazione di infrastrutture di distribuzione dei servizi idrici alla popolazione e il legame tra la scarsità di risorse ambientali "povertà d'acqua" e risorse economiche "povertà di reddito" [7]. A tal riguardo sono stati elaborati diversi indici come:

- IWMI (International Water Management Institute) [8]: si concentra nella contabilizzazione delle risorse idriche rinnovabili disponibili per i bisogni umani. Esso introduce termini come "risorse idriche fisicamente scarse" e "risorse idriche economicamente scarse", che indicano problemi climatici e infrastrutturali rispettivamente.
- WRVI (Water Resources Vulnerability Index) [9]: compara l'acqua teoricamente disponibile, attraverso la quantificazione dei prelievi idrici, e i fabbisogni teorici della popolazione. Il limite di questo indice è che non prende in considerazione la qualità e reti acquedottistiche in grado di raggiungere la popolazione rurale.
- WPI (Water Poverty Index) [2]: questo indice ha superato i limiti del WRVI, con l'introduzione del grado dei servizi idrici alla popolazione, il mantenimento dell'integrità ecologica e la disponibilità fisica di acqua (quantitativo). Il WPI ha una visione più olistica, ma ha problemi nella sua realizzazione per il reperimento dei dati, necessitando di analisi approfondite e sitospecifiche, e da una difficoltosa comprensione.

Gli indici sin qui descritti sono utili per comprendere le componenti che si devono tenere in considerazione per la definizione di un nuovo indice, in grado di identificare alcune esigenze specifiche. È necessario combinare le fonti naturali con gli aspetti socio-economici, per costruire un indice olistico in grado di prevedere dove può essere fattibile e attraente la diffusione di sistemi di microgenerazione distribuita di depurazione delle acque.

9.2. Indicatori indice SEI

Utilizzando una metodologia analoga a quella applicata nel Human Development Index (HDI), e altri indici simili, è stato definito un indice socio-economico focalizzato ad individuare dove le serre solari possano essere installate. Esso misura la posizione dei diversi Paesi, a scala globale, relativamente alla capacità e alla necessità di ogni stato a dotarsi di sistemi di microgenerazione distribuita per la depurazione delle acque. Sono stati individuati quattro topic, ciascuno con diversi indicatori, quali:

- Energia
- Acqua
- Economico
- Sociale

I dati utilizzati per lo più provengono dalla banca dati della Banca Mondiale [14], e - quando necessario - integrati con ricerche specifiche per i valori o parametri mancanti.

9.2.1. Indicatori energetici

La scelta di inserire degli indicatori legati all'uso di energia elettrica nei diversi Paesi è derivata dal forte legame che i costi energetici hanno nel determinare la scelta fra le diverse tecnologie di desalinizzazione, o depurazione delle acque in genere. Inoltre la copertura della rete elettrica risulta essere un ulteriore fattore che spinge il decisore a dotarsi o meno di sistemi che sfruttino le energie da fonti rinnovabili o meno. La fornitura di corrente elettrica a basso costo e stabile è l'elemento base per lo sviluppo di tecnologie tradizionali. Infatti il principale concorrente all'uso delle serre solari per il trattamento delle acque inquinate è l'osmosi inversa, che necessita di una grande quantità di energia (tra 2 e 3,99 kWh/m³ [15]). L'energia elettrica disponibile per la popolazione è utilizzata, in diversi indici, come uno dei più consolidati indicatori per valutare il grado di sviluppo di una specifica area, legato direttamente alla qualità della vita [16]. Sono stati selezionati ed analizzati tre indicatori rappresentativi all'interno di questo topic:

1. **Accesso all'elettricità (% della popolazione)**. Indicatore che descrive la percentuale di popolazione di un Paese con accesso diretto all'elettricità. Esso indica lo sviluppo dei servizi di un Paese. Per esso è stato calcolato con una normalizzazione negativa, quindi se un Paese è uguale a 0 significa che presenta una copertura della rete elettrica del 100%.
2. **Prezzo dell'Elettricità (US cent/kWh)**. È stato preso in considerazione il prezzo finale di fornitura energetica per le utenze domestiche. Il prezzo di vendita dell'energia dipende in gran parte dal tipo di tecnologie impiegate in un determinato Paese, il costo del combustibile utilizzato nelle centrali elettriche, i possibili sussidi governativi, la capacità da parte degli utenti di acquisto del servizio. Ad esempio nei Paesi africani il prezzo dell'energia elettrica risulta più basso rispetto ai Paesi europei, in quanto la popolazione non è in grado altrimenti di acquistare tale bene. Per lo sviluppo dell'indice SEI, un elevato prezzo dell'energia elettrica fa aumentare l'attrazione verso forme di fornitura di servizi (in questo caso depurazione delle acque), che non utilizzino elevati consumi elettrici. È stato attribuito un basso valore se il prezzo per l'elettricità è basso, con una normalizzazione positiva. Quindi un valore per l'energia basso non incentiva gli utenti finali all'installazione di sistemi di trattamento dell'acqua basati su fonti rinnovabili.
3. **Prezzo del gasolio all'utente finale (US\$ per litro)**. I sistemi di microgenerazione distribuita si basano principalmente su fonti di alimentazione energetica da fonti rinnovabili (radiazione solare, vento, biomasse, ecc) e non su quelli alimentati da fonti non rinnovabili (metano, diesel, combustibili fossili in generale) [32]. Il prezzo del combustibile fossile all'utente finale può far variare la scelta dell'utente sul tipo di tecnologia da utilizzare, in funzione della fonte energetica più economica. Un prezzo elevato del combustibile comporterà quindi una maggiore attenzione a sistemi di depurazione che sfruttino energie rinnovabili e non legate alla fluttuazione di prezzo della fonte energetica.

I prezzi di vendita del carburante, analizzati nell'indice SEI, si riferiscono ai prezzi medi di vendita alla pompa di benzina. I prezzi sono stati convertiti dalla valuta locale in dollari statunitensi, per avere un'uniformità di valori, ed è stata applicata una normalizzazione positiva.

9.2.2. Indicatori idrici

L'analisi delle fonti idriche e del loro accesso da parte della popolazione è un aspetto strettamente legato alla necessità, o meno, di dotarsi di strumenti di microgenerazione di depurazione delle acque. Se l'utente finale è collegato ad una rete acquedottistica efficiente e di buona qualità, esso non sentirà l'esigenza a dotarsi di un impianto di depurazione, quale una serra solare. Il tema della disponibilità d'acqua viene, quindi, preso in considerazione e analizzato da diversi punti di vista, non solo legato all'abbondanza fisica, ma anche dalla qualità delle acque e l'accessibilità dei prezzi.

1. **Accesso ad una fonte d'acqua della popolazione rurale (% della popolazione rurale con accesso)**. Percentuale della popolazione con almeno il 20 litri/giorno di acqua depurata, quindi la popolazione allacciata ad una rete acquedottistica, pozzi, fonti naturali o sistemi di raccolta d'acqua piovana. In questo indicatore non viene considerata la popolazione servita da venditori privati, che rivendono l'acqua attraverso autobotti, o con accesso a fonti inquinate [14]. La necessità di un micro impianto di trattamento delle acque è inversamente proporzionale con la diffusione delle reti acquedottistiche. Infatti la presenza di acque di buona qualità e in quantità sufficiente, diminuisce sensibilmente la richiesta di impianti autonomi e domestici. I costi di vendita attraverso reti acquedottistiche sono molto contenuti al contrario dei distributori privati che applicano rincari del prezzo dell'acqua di 10-20 volte ad ogni passaggio di rivendita del bene idrico [16]. Questo indicatore è stato calcolato con una normalizzazione negativa.
2. **Numero di morti stimate per motivi attribuibili ad acqua di cattiva qualità (% della popolazione)**. Questo set di dati deriva dalla banca dati del WHO (World Health Organization) [18]. I valori rappresentano i decessi derivanti da diverse malattie strettamente legate al consumo di acqua di cattiva qualità (malattie diarroiche, infezioni intestinali da nematodi, ecc.). Questo è un indicatore indiretto della qualità delle acque, e quindi della necessità di dotarsi di strumenti per depurare l'acqua. Si è quindi applicata una normalizzazione positiva.
3. **Costo dell'acqua (US\$/m³)**. I dati rappresentano le tariffe medie di vendita delle acque acquedottistiche nelle principali città di ogni Paese. Tali valori sono registrati prendendo la tariffa applicata alle utenze domestiche con un consumo medio di 15 m³ al mese, visto che il prezzo unitario di vendita varia al variare del consumo mensile (sovrattasse, incentivi di risparmio, ecc.). La tariffa idrica è legata a svariate variabili, non sempre d'immediata comprensione. Possiamo dire che c'è una relazione tra il Reddito Nazionale Lordo (RNL), la disponibilità della risorsa e le strategie politiche di ogni Paese, con i prezzi finali delle risorse idriche. Un prezzo elevato di vendita dell'acqua spinge gli utenti ad investire in nuovi modi per avere il proprio approvvigionamento idrico, incentivando l'attenzione verso i distillatori solari. Come suggerito da diversi autori [19], si assume che la tariffaria di vendita nelle città principali si possa applicare anche alle zone rurali servite da reti acquedottistiche. Il prezzo preso in considerazione per l'indice SEI tiene in considerazione sia delle tariffe di vendita delle acque potabili che delle tariffe applicate dagli impianti fognari. Tutti i valori sono stati riportati in US \$ (con cambio internazionale del 15 settembre 2012), ed è stata applicata una normalizzazione positiva.

9.2.3. Indicatori economici

Come affermato nel paragrafo precedente, la capacità dei consumatori di avere accesso ad acqua di buona qualità è strettamente legata alla capacità finanziaria della popolazione per acquistare questo servizio. Si è visto come le persone più povere, anche se fisicamente e potenzialmente

hanno la capacità di disporre di un accesso all'acqua, non sono in grado di pagare per avere sistemi di depurazione e distribuzione domestica del servizio idrico. Allo stesso tempo, secondo quanto dimostrato da Hammond et Al. [20], i poveri del mondo attuano strategie di approvvigionamento dell'acqua (microprelievi dai corpi idrici superficiali, creazione di pozzi privati, ecc.) difficili da quantificare e registrare in un'analisi dei dati con indicatori generali.

1. **PIL pro-capite legato al potere d'acquisto (in US\$)**. Questo indicatore rappresenta il Prodotto Interno Lordo (PIL), convertito in dollari USA utilizzando il metodo Atlas della Banca Mondiale, diviso per la popolazione, ed in fine confrontato con il reale potere d'acquisto da parte della popolazione stessa. È un valore indicativo della ricchezza di un Paese. Si è deciso di utilizzare tale indicatore in quanto indica la capacità finanziaria della popolazione di comprare l'acqua e la capacità di investire nelle infrastrutture di distribuzione o acquistare nuove tecnologie di trattamento delle acque. Si è quindi proceduto alla normalizzazione positiva dei dati raccolti.
2. **ODA netto percepito pro-capite (in US\$)**. L'ODA (Official Development Assistance) è la quantità di sussidi elargiti dal Development Assistance Committee (DAC), da organizzazioni non governative (ONG), e da Paesi non-DAC, per promuovere lo sviluppo economico e il benessere nei Paesi terzi. L'ODA per molti Paesi in Via di Sviluppo è l'unico modo per investire nello sviluppo di progetti, fra cui la realizzazione di infrastrutture e nell'acquisto di tecnologie. Più questo valore risulta elevato e maggiore è la capacità di investimento per l'acquisto di tecnologie volte al miglioramento della qualità della vita della popolazione, quale la possibilità di avere depuratori delle acque. Ne deriva quindi una normalizzazione positiva dei dati.
3. **ODA per l'acqua (US \$/persona/anno)**. È pari all'ODA precedentemente descritto, ma questo valore è calcolato solo nei fondi destinati allo sviluppo di progetti legati al miglioramento dei servizi idrici, di realizzazione delle reti di distribuzione e dei servizi igienico-sanitari. Si è deciso di includere anche questo indicatore poiché poco correlato con l'indicatore precedente.

9.2.4. Indicatori sociali

Gli indicatori di questo gruppo rappresentano aspetti generali, che permettono di definire meglio le informazioni al contorno necessarie per quantificare l'attrattività della società a nuovi sistemi di depurazione delle acque con microimpianti.

1. **Popolazione rurale (% della popolazione totale)**. L'indicatore riporta la percentuale della popolazione che vive in aree rurali, utilizzando i dati degli uffici statistici nazionali. Vi è un forte legame tra la dispersione della popolazione nel territorio, quindi non centralizzata in pochi agglomerati urbani, e la mancanza di infrastrutture idriche. Questo comporta che maggiore risulta la percentuale di popolazione nelle aree rurali, maggiore sarà la necessità di dotarsi di sistemi di microgenerazione, in grado di soddisfare le necessità dei villaggi o accampamenti, e che siano stand-alone, come afferma Kishore et al. [22]. Si ha quindi una normalizzazione positiva dei dati raccolti.
2. **Aspettativa di vita alla nascita (anni)**. Questo indicatore riporta il numero medio di anni di vita della popolazione, ipotizzando che le condizioni economico/sociali del Paese rimangano immutate negli anni. Un valore basso degli anni di vita della popolazione rappresenta uno stato di crisi da parte del Paese, non in grado di offrire alla propria popolazione un livello accettabile di servizi (alimentari, sanitari, infrastrutturali, ecc.) Un valore basso, quindi, aumenta la necessità del Paese ad investire in servizi, aumentando l'interesse a ricercare soluzioni in grado di migliorare le aspettative di vita. Si impone quindi una normalizzazione negativa.
3. **HDI (Human Development Index 2011)**. Questo indice riassume in sé le performance medie di un Paese, normalizzando tre macro-settori fondamentali dello sviluppo umano (aspettative di vita, grado di istruzione, ricchezza del Paese). HDI è inversamente proporzionale all'indice SEI, qui elaborato, in quanto identifica i paesi più ricchi e che sono arrivati al consolidamento dei servizi offerti alla propria popolazione, limitando la necessità di investimenti verso nuovi sistemi di distribuzione, tra cui gli impianti di depurazione.

9.3. Metodo di calcolo e risultati

I dati raccolti per i diversi indicatori, precedentemente descritti, derivano da banche dati di diverse istituzioni internazionali quali: World Bank (WB) [14], Organisation for Economic Cooperation and Development (OECD) [34], Food and Agriculture Organization (FAO) [35], World Health Organization (WHO) [36], United Nations Development Programme (UNDP), United Nations Statistics Division (UNSD) [37]. Altri dati sono stati raccolti da banche dati universitarie (Yale, Columbia and Harvard University), ed in fine diverse ricerche specifiche per reperire i dati mancanti.

Si rimanda per tutte le informazioni descritte in questo paragrafo e per il calcolo esplicativo per la definizione dell'indice SEI all' "ALLEGATO III– Indice Socio-Economico (SEI)".

I Paesi presi in considerazione sono 193, non considerando le Nazioni troppo piccole o con un'elevata mancanza di dati disponibili per i diversi indicatori. Una volta raccolti tutti i dati, essi sono stati normalizzati per ogni indicatore considerato. In questo modo si è riusciti a creare una scala uniforme rispetto l'elevata variabilità di valori che l'eterogeneità degli indicatori comporta. I dati sono stati normalizzati con normalizzazione positiva o negativa, in modo da ottenere una scala di valori che desse 1 per il caso più positivo all'installazione delle serre solari e 0 per il caso peggiorativo (si rimanda all'Allegato III per maggiori dettagli).

Una volta normalizzati i dati si è proceduto con il calcolo dell'individuazione multivariata degli elementi omogenei in cluster (cluster analysis). Si è deciso di procedere con l'individuazione, con vari passaggi, di diversi gradi di aggregazione, partendo con sei cluster e arrivando a due. Lo scopo di questa procedura è quello di voler osservare come i diversi Paesi si raggruppino man mano in base alle variabili analizzate (si veda per maggiori dettagli ALLEGATO III– Indice Socio-Economico (SEI)). Allo stesso tempo è stato creato un grafico che rappresenta in che modo le variabili si uniscono per formare l'indice SEI. Da quest'analisi si notano relazioni altrimenti difficilmente identificabili. Emerge come le variabili più vicine nell'analisi cluster siano da attribuirsi all'indice HDI e l'aspettativa di vita, mentre la variabile più lontana da tutte le altre sia il prezzo del gasolio all'utente. In generale si osserva, guardando il Grafico 32, come si creino tre blocchi principali, il primo legato alle carenze strutturali dei servizi (variabili: accesso all'acqua, aspettativa di vita, HDI, popolazione rurale, accesso all'acqua popolazione rurale, morti attribuibili all'acqua di cattiva qualità), il secondo alle carenze finanziarie e ai costi dei servizi (prezzo dell'elettricità e dell'acqua, PIL, ODA e ODA per l'acqua), ed in fine la variabile più slegata corrispondente al prezzo del gasolio.

Osservando la rappresentazione grafica della Figura 50, si osserva come si aggregano i vari Paesi al diminuire del numero di cluster analizzati. Si osserva come i Paesi più ricchi, in particolare Europa, Nord America ed Australia, si distinguano a tutti i livelli di analisi. I paesi dell'Africa Centrale allo stesso modo rappresentano i valori maggiori di necessità verso l'installazione dei sistemi di microgenerazione legati all'acqua. La scarsità di risorse e servizi, nonché finanziari, giocano un ruolo fondamentale quindi nella definizione del indice.

Oltre all'analisi cluster si è proceduto al calcolo della PCA (Principal Component Analysis). Tale metodo è una tecnica statistica utilizzata per limitare il numero di variabili considerate nella definizione di un indice globale, che tenga in considerazione i diversi indicatori. I primi tre componenti principali rappresentano oltre il 72.5% dei casi, potendo limitare a questi ultimi la definizione dell'indice SEI.

I tre componenti principali sono quindi stati ridefiniti in funzione delle relazioni che si vengono a creare nelle variabili maggiormente significative. Essi sono:

1. **R** (Ricchezza) – rappresenta la ricchezza di risorse sia finanziarie che gestionali del Paese.
2. **AE** (Aiuti Esterni) – il quantitativo di aiuti e sovvenzioni che Paesi terzi apportano al Paese in oggetto.
3. **CMP** (Costo Materie Prime) – questo componente identifica il prezzo per l'acquisto della materie prime, quali i carburanti fossili (0.77) o l'acqua (0.58). Più crescono questi valori e maggiore sarà la necessità da parte della popolazione di trovare nuove forme per venire in possesso di tali beni.

9.4. Conclusioni indice SEI

Si riscontra una sempre maggiore necessità di individuare degli indici che siano in grado di predire dove valga la pena o meno focalizzare l'attenzione in merito ad un determinato obiettivo. Come analizzato in questo capitolo, ci si è voluti soffermare ad analizzare, da un punto di vista sociale ed economico, dove sia auspicabile l'applicazione di sistemi di depurazione delle acque, di piccole dimensioni, alimentati da energia derivante da fonti rinnovabili. In particolare si sono analizzati diversi topic, costituiti a loro volta da diversi indicatori scelti appositamente. Molti di questi indicatori sono stati studiati da diversi gruppi di ricerca finalizzati ad applicazioni simili alla presente ricerca. Si è osservato, attraverso un'analisi dei dati raccolti, come la disponibilità economica e il costo delle materie prime siano fra i componenti principali nella predisposizione di una comunità alla tendenza a preferire una tecnologia piuttosto che un'altra. Uno stato di carenze economiche ed elevati costi delle materie prime, porta necessariamente ad una scelta di sistemi che siano slegati in qualche modo alla dipendenza da queste fonti di spesa. Dall'analisi dei dati, risulta che i Paesi maggiormente attratti all'installazione di serre solari siano i Paesi costituiti da micro isole o presenti nell'Africa Centrale. Il primo gruppo di nazioni è legato all'elevato costo delle materie prime, alla loro difficile reperibilità (legati necessariamente a forniture da Paesi esteri) e spesso al basso potere d'acquisto. Il secondo gruppo, invece, ha una maggiore scarsità di servizi distribuiti nel territorio, oltre alle carenze precedentemente descritte. Come già osservato in diversi indici (ad esempio HDI o WPI), la mancanza di servizi e di sviluppo delle comunità, unite alle scarsità delle risorse, portano ad un'estrema necessità di trovare forme alternative di approvvigionamento. Si riscontra come un ruolo essenziale, in questo processo, siano i sussidi dei Paesi più ricchi nei confronti di quelli meno abbienti, i quali non hanno la capacità finanziaria di fornire congrui servizi alla propria popolazione.

Si può concludere che questo indice SEI, possa essere un buon indicatore, anche se meriterebbe di un maggior approfondimento, in particolare dal punto di vista della sua validazione.

9.5. Bibliografia

1. Painuly J.P. Barriers to renewable energy penetration; a framework for analysis. *Renewable Energy* 24 (2001) 73–89
2. Sullivan, C.A., Meigh, J.R., Giacomello, A.M., Fediw, T., Lawrence, P., Samad, M., Mlote, S., Hutton, C., Allan, J.A., Schulze, R.E., Dlamini, D.J.M., Cosgrove, W.J., Delli Priscoli, J., Gleick, P., Smout, I., Cobbing, J., Calow, R., Hunt, C., Hussain, A., Acreman, M.C., King, J., Malomo, S., Tate, E.L., O'Regan, D., Milner, S., Steyl, I., 2003. The water poverty index: development and application at the community scale. *Nat. Resour. Forum* 27, 189–199.
3. UNDP. Human Development Report 1990. Oxford University Press, New York (1990)
4. UNDP. Human Development Report 2011. Sustainability and equity: a better future for all. Oxford University Press, New York (2011)
5. Ravallion M. The human development index: a response to Klugman, Rodriguez and Choi. *J Econ Inequal* (2011) 9:475–478
6. Vemuri A. W., Costanza R., 2005. The role of human, social, built, and natural capital in explaining life satisfaction at the country level: Toward a National Well-Being Index (NWI). *Ecological Economics* 58 (2006) 119– 133
7. Sullivan, C (2002), Calculating a Water Poverty Index, *World Development*, 30,7: 1195-1211.
8. Seckler, D., Amarasinghe, U., Molden, D.J., de Silva, R., Barker, R., 1998. *World Water Demand and Supply, 1990 to 2025: Scenarios and Issues*. IWMI Research Report 19. IWMI, Colombo, Sri Lanka.
9. Raskin, P., Gleick, P., Kirshen, P., Pontius, G., Strzepek, K., 1997. *Water Futures: Assessment of Long-range Patterns and Prospects*. Stockholm Environment Institute, Stockholm, Sweden.
10. IPCC. Parry M.L., Canziani O.F., Palutikof J.P., Van Der Linden P.J. and Hanson C.E., Eds. *Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 976 pp.

11. Gutermuth P-G. Financial measures by the state for enhanced deployment of renewable energies. *Solar Energy* 1998;64 (1-3):67–78.
12. Taela B.M., Mokhutšoane L., Hapazarić I., Tlalia S.B., Senatlad M. Grid electrification challenges, photovoltaic electrification progress and energy sustainability in Lesotho. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Volume 16, Issue 1, January 2012, Pages 973–980
13. Hanson A., Zachritz W., Stevens K., Mimbela L. , Polka R., Cisneros L. Distillate water quality of a single-basin solar still: laboratory and field studies. *Solar Energy* 76 (2004) 635–645
14. World Bank Indicators. <http://data.worldbank.org/indicator%202011>
15. El-Ghonemy A.M.K. A small-scale brackish water reverse-osmosis desalination system used in northern Saudi Arabia: A case study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Volume 16, Issue 7, September 2012, Pages 4597–4605
16. Hiremath R.B., Bimlesh Kumar, Balachandra P., Ravindranath N.H., Raghunandan B.N. Decentralised renewable energy: Scope, relevance and applications in the Indian context. *Energy for Sustainable Development* 13 (2009) 4–10.
17. Kariuki and Schwartz. Small-scale private service providers of water supply and electricity: a review of incidence, structure, pricing, and operating characteristics. World Bank Policy Research Working Paper No. 3727. 2005
18. Prüss-Üstün A, Bos R, Gore F, Bartram J. Safer water, better health: costs, benefits and sustainability of interventions to protect and promote health. World Health Organization, Geneva, 2008
19. Zetland D. and Gasson C. A global survey of urban water tariffs — are they sustainable, efficient and fair?. *International Journal of Water Resources Development*, Forthcoming PERC Research Paper No. 12-20
20. Hammond A., Kramer W. J., Tran J., Katz, R. and Walker C. (2007). *The Next 4 Billion: Market Size and Business Strategy at the Base of the Pyramid*. Washington DC: World Resources Institute and International Finance Corporation.
21. Köppen W. & Geiger E. *Klimakarte der Erde*. J ustus Perthes, Gotha. 1928.
22. Kishore VVN, Bhandari PM, Gupta P. Biomass energy technologies for rural infrastructure and village power-opportunities and challenges in the context of global climate change concerns. *Energy Policy* 2004;32(6):801–10.
23. Duncan R. Solomon Islands and Vanuatu: an economic survey. *Pacific Economic Bulletin* Volume 23 Number 3 2008. The Australian National University.
24. Lawrence P., Meigh J. and Sullivan C. *The Water Poverty Index: an International Comparison*. Keele Economics Research Papers. 2002/19
25. Meigh, J. R., McKenzie, A. A., & Sene, K. J. (1999). A grid-based approach to water scarcity estimates for eastern and southern Africa. *Water Resources Management*, 13, 85–115
26. Arnell, N. W., & King, R. (1998). Implications of climate change for global water resources. Report to Department of the Environment, Transport and the Regions by Department of Geography, University of Southampton, UK.
27. Desai, M. (1995). *Poverty, famine and economic development*. Aldershot: Edward Elgar.
28. Alkire, S. and Foster, J. E. (2011). Counting and Multidimensional Poverty Measurement. *Journal of Public Economics*, Vol. 95, 476-487.
29. World Bank (1992). *World development report*. New York: Oxford University Press.
30. WADE (World Alliance for Decentralized Energy). *World Survey of Decentralized Energy-2005*. Survey Paper; 2005
31. No2NuclearPower.org.uk. *Decentralized Energy-Power for the 21st century*. Briefing report; 2007
32. Anatyshuk, L. I., O. A. Pustovalov, and L. T. Strutynska. "Thermoelectric microgenerators." *Journal of Thermoelectricity* 1 (2007): 5.
33. Europe Aid: *Water Sector Development and Governance: Complementarities and synergies between sector-wide Approach and Integrated Water Resource Management*, European Commission publication Office, 44 pp., 2009.
34. Organisation for Economic Cooperation and Development (OECD) : <http://www.oecd.org/statistics/>
35. Food and Agriculture Organization (FAO), AQUASTAT :

<http://www.fao.org/nr/water/aquastat/main/index.stm>

36. World Health Organization (WHO), Global Health Observatory Data Repository:
<http://apps.who.int/gho/data/node.main.168?lang=en>
37. United Nations Statistics Division (UNSD): <http://data.un.org/>
38. Pearson, E. S. On lines and planes of closest fit to systems of points in space. *Phil. Mag.*, 2, 559–572, 1902.
39. Hotelling, H. The most predictable criterion. *J. Ed. Psych.*, 26, 139-142, 1935.

10. Conclusioni

In un contesto scientifico sempre più volto alla ricerca delle possibili applicazioni delle ricerche condotte nel settore delle energie da fonti rinnovabili, le serre solari stanno riscuotendo un sempre maggiore interesse. La capacità di depurare acque contenenti svariate tipologie di inquinanti o sali (acque marine), unita alla loro semplicità di utilizzo, anche con piccole portate di soluzioni inquinate, hanno acceso l'attenzione verso questi sistemi.

Il presente studio è stato focalizzato nel valutare come l'introduzione di nuovi concetti nelle gestione dei processi termodinamici delle serre solari possano migliorare le loro prestazioni e quindi renderle adatte a una applicazione su larga scala. Dopo un'analisi dello stato dell'arte della desalinizzazione in generale, dimostrando la crescente richiesta di acqua di buona qualità da parte della società antropica, e delle serre solari fino ad ora studiate a livello accademico, si è passati a sottolineare quali siano i limiti che questi sistemi ancora riscontrano a livello gestionale e prestazionale.

Si è osservato come coincidendo, nelle serre solari tradizionali, la camera di evaporazione e la superficie di condensamento del vapore, si venga a creare uno stato di stallo evaporativo, determinato dalla saturazione di vapore all'interno del sistema. Inoltre, la progettazione dei sistemi in batch comporta problematiche di tipo gestionale, quali il continuo sporcamento del collettore solare.

Dal punto di vista sperimentale, i principali risultati sono stati quindi legati allo sviluppo di idee innovative quali il ricircolo dell'aria all'interno della camera di evaporazione, con deumidificazione attraverso uno scambiatore di calore, e un flusso continuo di soluzione da trattare all'interno del sistema, evitando la formazione di precipitati sul fondo. Queste innovazioni, unite all'idea di riscaldare l'aria circolante, con un passaggio su dei canali esposti alla radiazione solare, hanno permesso di aumentare sensibilmente l'efficienza termodinamica delle serre solari ($\eta=48.8\%$) nonché quella gestionale.

È stato creato un modello di calcolo (modello exergetico) che ha permesso di scomporre il sistema della serra solare in diverse sub-componenti, individuando nel collettore solare e nel sistema di ricircolo dell'acqua le maggiori perdite di efficienza. Un altro modello, di tipo termodinamico e fluidodinamico, è stato realizzato, in grado di comprendere i flussi di materia e di energia all'interno della serra solare, permettendo quindi di modellizzare il suo comportamento con diverse condizioni climatiche e aiutare la progettazione del sistema stesso.

Questi processi sono stati supportati da sperimentazioni sui materiali che presentavano i principali punti "critici" del sistema, quali il collettore solare e la copertura trasparente. Si è osservato come la resa del collettore solare sia derivante da un insieme di fattori strettamente connessi, quali la tipologia del materiale costituente il collettore, la sua geometria e la tipologia e quantità di vernice assorbente utilizzata. Si è osservato come materiali plastici siano altrettanto performanti rispetto ai materiali di tipo metallico, risultando però più resistenti alla corrosione delle soluzioni trattate e più economici. La copertura trasparente migliore è risultata essere in materiale vetroso, mentre i film plastici non hanno dimostrato un sufficiente isolamento termico fra l'interno e l'esterno della camera evaporativa, penalizzando l'efficienza del sistema.

Dimostrate le buone performance della serra solare realizzata, si è proceduto ad individuare dove questa tecnologia sia più adatta. Si sono elaborati quindi due indici di scala globale. Il primo (GSI) incentrato su dati ambientali, analizzando le capacità depurative delle serre solari e delle loro prestazioni al variare delle condizioni climatiche sitespecifiche. Il secondo indice (SEI), invece, si è soffermato nell'analizzare aspetti più sociali ed economici, investigando quali potrebbero essere le forzanti che portano a ricercare dei sistemi di microdepurazione delle acque, energeticamente autonomi. Si è osservato come in entrambi i casi le zone africane, in particolare della fascia centrale, e le isole di piccole dimensioni abbiano in entrambi gli indici i valori maggiori. L'isolamento che questi luoghi presentano e i conseguenti elevati prezzi dei servizi, spingono maggiormente la popolazione a ricercare soluzioni tecniche indipendenti e decentrate.

ALLEGATO I – Nomenclatura

<u>SIMBOLO</u>	<u>DESCRIZIONE</u>	<u>UNITÀ DI MISURA</u>
A	Area	m ²
AI	Aridity Index	/
b	Larghezza	m
C	Flusso di calore	W/m ²
Cp	Calore specifico	kJ/kg K
D	Diametro o diametro equivalente	m
d	Diametro	m
den	Densità	abitanti/km ²
DFW	Distance From Water	/
EX	Exergia specifica	kJ/kg
F	Fattore di by-pass	/
g	Accelerazione gravitazionale	m/s ²
Gr	Numero di Grashof	/
GSI	Geo-Spatial Index	/
h	Entalpia	J/kg
H	Altezza	m
I	Irreversibilità o consumo exergetico	kW
int	Distanza di inter-asse	m
IP	Improvement Potential	kW
Ir	Radiazione solare	W/m ²
J	J-esimo giorno dell'anno	/
K	Conducibilità termica del materiale	W/m K
L	Calore latente	J/kg
l	Lunghezza	m
lat	Latitudine	°
m	Massa	kg
ṁ	Flusso di massa nell'unità di tempo	kg/sec
MAE	Evapotraspirazione potenziale media annuale	mm/m ²
MAP	Precipitazioni medie annuali	mm/m ²
MM	Massa molecolare	u
n	Numero di moli	moli
Nu	Numero di Nusselt	/
NUT	Numero di unità di trasmissione di calore	/
NWN	New Water Need	/
P	Pressione	bar
Pr	Numero di Prandtl	/
Q	Portata	kg/sec
Qm	Portata massica	kg/sec
Qv	Portata volumetrica	m ³ /sec
R	Costante universale dei gas (8.314)	J/mol K
Re	Numero di Reynolds	/
RH	Umidità relativa	/
s	Entropia	J/kg K o kW/K
SEI	Socio-Economic Index	/
SSD	Solar Still Density	/
T	Temperatura	K
t	Tempo	sec
U	Energia interna del sistema	KJ
u	Coefficiente di scambio termico	W/m ² K

UCD	Urban Center Distance (Distanza di Centri Abitati)	/
V	Volume	m ³
v	Velocità	m/sec
V	Valore	/
w	Frazione di massa	kg/kg
W	Rapporto di lavoro o potenza	Watt
x	Frazione molare	/
X	Spessore	m
<u>LETTERE GRECHE</u>		
∇	Operatore differenziale di divergenza	/
μ	Viscosità dinamica	Pa sec
α	Coefficiente di scambio convettivo	W/m ² K
β	Coefficiente di dilatazione	m/K
Γ	Curva della pressione di vapore	/
δ	Inclinazione solare	°
Δ	Delta	/
ε	Efficienza scambiatori di calore o emissività	/
η	Efficienza	/
θ	Angolo incidenza radiazione solare	°
λ	Gradiente di variazione di temperatura al variare dell'altezza	K/m
ρ	Densità	kg/m ³
σ	Costante di Stefan-Boltzmann (5.67*10 ⁻⁸)	W/m ² K ⁴
ζ	Riflettanza	/
τ	Trasmittanza	/
Υ	Costante psicrometrica	bar/K
χ	Frazione molare	/
ψ	Flusso exergetico specifico	kJ/kg
ω	Rapporto specifico di umidità	kg _{acqua} /kg _{aria}
†	Angolo solare	/
<u>PEDICE</u>		
0	Stato di riferimento (dead state)	
AI	Indice di aridità	
air	Aria	
amb	Ambientale	
atm	Atmosferico	
c	Caldo	
calcolata	Dato derivante da calcolo teorico	
ch	Chimica	
collettore	collettore solare o vasca d'assorbimento	
cond	Condensato	
condensatore	Condensatore	
copertura	Lastra trasparente di copertura della serra solare	
day	Giorno	
dest	Distruzione o distrutto	
dry	Secca	
e	Entrante	
effettiva	Valore ricavato matematicamente	
electric	Consumo elettrico	
evaporata	Evaporata	
ex	Exergia	
f	Freddo	
fan	Ventilatore del sistema di depurazione	
in	Ingresso/interno al sistema	
lst	Istantanea	

k	Situazione o sistema	
kin	Cinetica	
lat	Latente	
max	Valore massimo o valore massimo ottenibile	
ml	media logaritmica	
out	Uscita dal sistema	
ph	Fisica	
piastra	Vasca o collettore solare	
pot	Potenziale	
pump	Pompa di ricircolo del sistema di depurazione	
pv	Pannello fotovoltaico	
registrata	Dato derivante da test sul campo	
ricircolo	Sistema di ricircolo dell'acqua	
s	Superficie	
salt	Sali	
sat	Saturo	
solar still	Serra solare	
srad	Radiazione solare	
sun	Sole	
sw	Acqua marina	
t	Termica	
teorica	Valore ipotizzato	
tubi	Tubi	
u	Uscente	
vap	Vapore	
vetro	Vetro o copertura trasparente	
w	Acqua depurata/pura	
wat	Acqua in generale	
wet	Umida	
work	Lavoro	
ww	Acqua ipersalata/concentrata (waste water)	

ALLEGATO II – costruzione delle serre solari e prototipi realizzati

Durante il periodo di ricerca sono stati realizzati una serie di prototipi con l'intento di testare le prestazioni depurative delle serre solari proposte. Di seguito verranno descritte le parti costruttive caratteristiche e riportate le immagini dei diversi prototipi, con le loro peculiarità di adattamento alle esigenze sitospecifiche e di soluzione trattata. Le serre solari tradizionali, come descritto nel capitolo 2, sono costituite principalmente da quattro componenti principali: il collettore solare, la copertura trasparente, lo strato isolante e il sistema di raccolta dell'acqua. Per quanto riguarda questo ultimo punto nei prototipi studiati non è stato implementato, in quanto la condensazione dell'aria umida avveniva all'interno di uno scambiatore di calore a pacco alettato. Qui di seguito verranno mostrati i particolari costruttivi dei prototipi realizzati e testati durante tutto il periodo di studio.

PROTOTIPO 1 - ITALIA



Struttura di sostegno della serra solare in acciaio 316L.



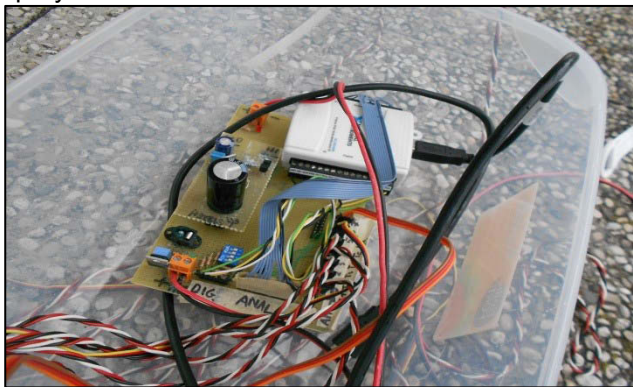
Strato di isolamento termico (Poliisocianato da 4 cm con $K=0.024 \text{ W/m K}$)



Vasca in acciaio 316 da 2mm + aggirante + nero spray



Scambiatore di calore a pacco alettato e pompa di ricircolo



Circuito elettronico per rilevamento e registrazione dati (temperatura, umidità)



Copertura in vetro extrachiaro da 7 mm (3+3mm di vetro e 1 mm di policarbonato)

PROTOTIPO 2 - PERÙ



Struttura di sostegno della serra solare in legno



Strato di isolamento termico (lana di vetro da 4 cm con $K=0.04 \text{ W/m K}$)



Vasca in latta da 2mm + aggrappante + nero opaco



Scambiatore di calore a pacco alettato



Copertura in plexiglass da 3 mm



Vista generale del sistema

PROTOTIPO 3 – BURKINA FASO



Struttura di sostegno della serra solare in acciaio



Strato di isolamento termico (lana di vetro compressa da 4 cm con $K=0.036 \text{ W/m K}$)



Vasca in acciaio da 2mm + aggrappante + nero opaco



Scambiatore di calore a pacco alettato



Copertura in ETFE da 0.3 mm



Vista generale del sistema

PROTOTIPO 4 – PALESTINA



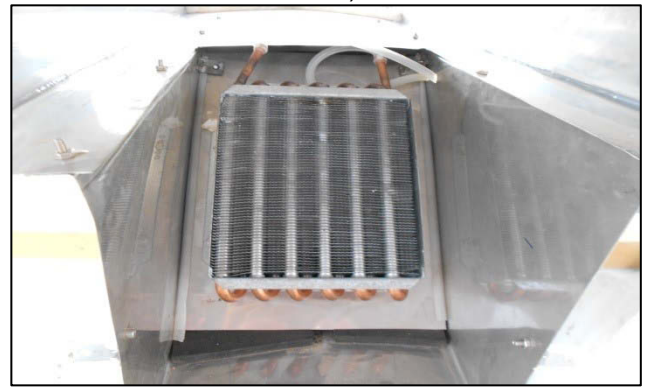
Struttura di sostegno della serra solare in acciaio



Strato di isolamento termico (polistirolo compresso da 4 cm con $K=0.027$ W/m K)



Vasca in acciaio da 2mm + nero opaco



Scambiatore di calore a pacco alettato



Copertura in policarbonato da 3 mm



Vista generale del sistema

PROTOTIPO 5 – ITALIA 2013



Struttura di sostegno della serra solare in alluminio



Strato di isolamento termico (poliisocianato da 4 cm con $K=0.024 \text{ W/m K}$)



Scambiatore di calore a pacco alettato



Copertura in policarbonato da 0.3 mm



Canali di ricircolo dell'aria



Vista generale del sistema

ALLEGATO III– Indice Socio-Economico (SEI)

Qui di seguito si riportano le tavole elaborate per il calcolo e la modellizzazione dell'indice socio-economico, denominato SEI, per individuare in quali Paesi sia più appetibile l'installazione di sistemi di microgenerazione alimentati da fonti di energia rinnovabile per la depurazione delle acque.

1) Normalizzazione dei dati

I dati per ogni indicatore sono stati rispettivamente normalizzati, al fine di ottenere una scala unitaria, ed avere un metro di confronto preliminare fra i diversi indicatori (si veda Equazione 122). I dati sono ricavati per lo più dalla banca dati della Banca Mondiale [14], e - quando necessario - integrati con ricerche specifiche per i valori o parametri mancanti.

$$\text{Equazione 122} \quad \text{Valore}_{i,pos} = \frac{x_i - x_{min}}{x_{max} - x_{min}} \quad \text{Valore}_{i,neg} = \frac{x_i - x_{max}}{x_{min} - x_{max}}$$

Dove X_i è il valore registrato per il Paese i -esimo, X_{min} e X_{max} sono rispettivamente il valore più basso e il valore più alto per l'indicatore i preso in considerazione. **Pos** e **neg** rappresentano una normalizzazione positiva e negativa rispettivamente.

Qui di seguito vengono riportati i vari indicatori e il tipo di normalizzazione, positiva o negativa, e le fonti dei dati analizzati:

Categoria	Indicatore	Tipo di normalizzazione	Fonte dei dati
<u>Energia</u>	Accesso all'elettricità	Negativa	- Human Development Report 2007/2008. Table 22 dati del 2009
	Prezzo dell'elettricità	Positiva	- "Comparative study of electricity tariffs used in Africa " 2009 UPDEA General Secretariat - Institutions, Performance, and the Financing of Infrastructure Services in the Caribbean - Europ's energy portal 2012 - Report nazionali specifici
<u>Idrica</u>	Prezzo del gasolio	Positiva	- World Bank (dati del 2010)
	Accesso a fonte d'acqua della popolazione rurale	Negativa	- World Bank (dati del 2010)
	Morti stimate per motivi attribuibili all' acqua	Positiva	- WHO (dati al 2004)
	Costo dell'acqua	Positiva	- OECD country (2007) - Global Water Tariff Survey (2012) - "Cost Recovery, Equity, and efficiency in Water Tariffs: Evidence from African Utilities 2008" Working Paper 7 – AICD - Report nazionali specifici
<u>Economica</u>	PIL pro-capite PPP	Positivo	- World Bank (dati del 2010)
	ODA percepito pro-capite	Positivo	- World Bank (dati del 2010)
	ODA per l'acqua	Positivo	- World Bank (dati del 2010)
<u>Sociale</u>	Popolazione rurale	Positivo	- World Bank (dati del 2010)
	Aspettativa di vita	Negativo	- World Bank (dati del 2010)
	HDI	/ (dati normalizzati)	- Human Development Report 2011 "Sustainability and Equity: A Better Future for All"

INDICATORI ENERGETICI

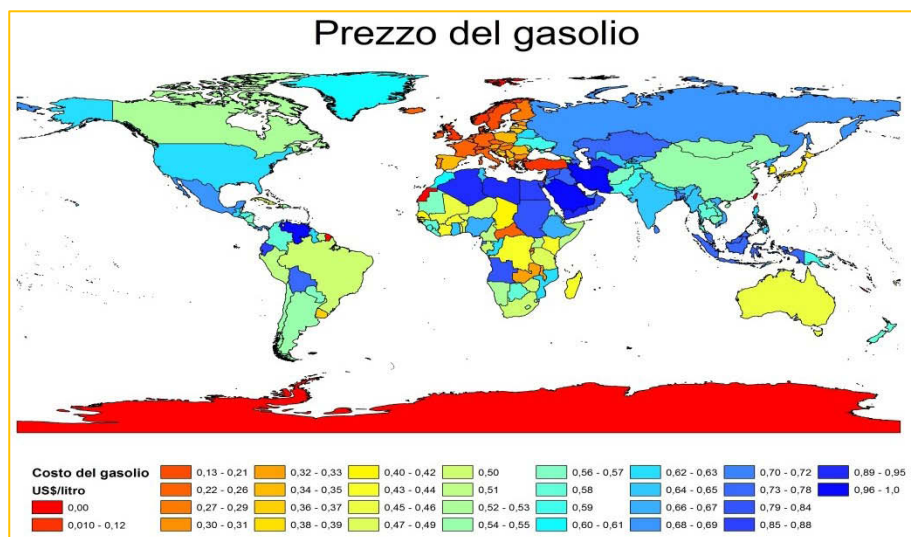
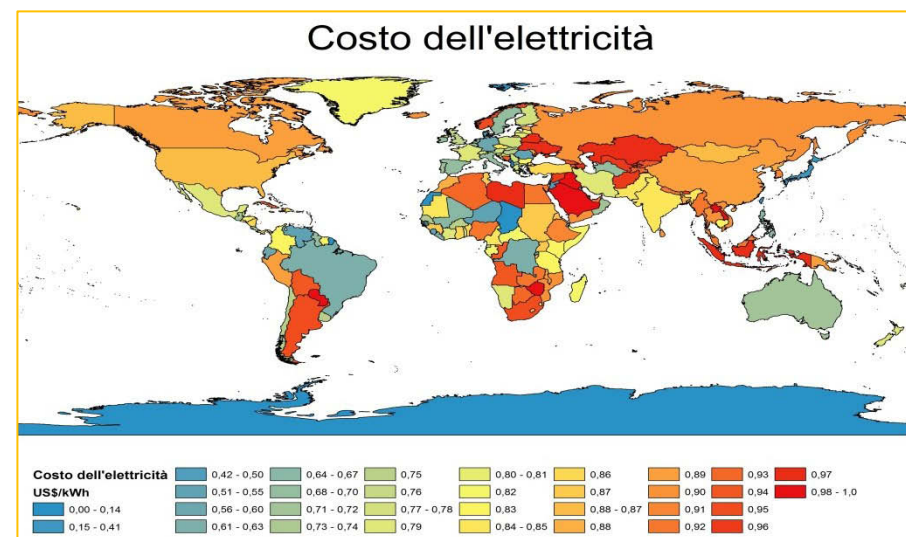
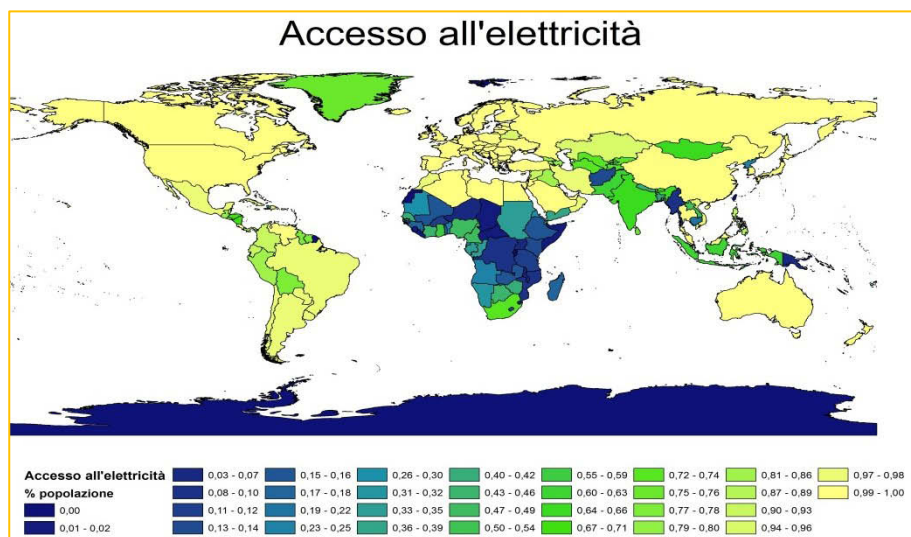
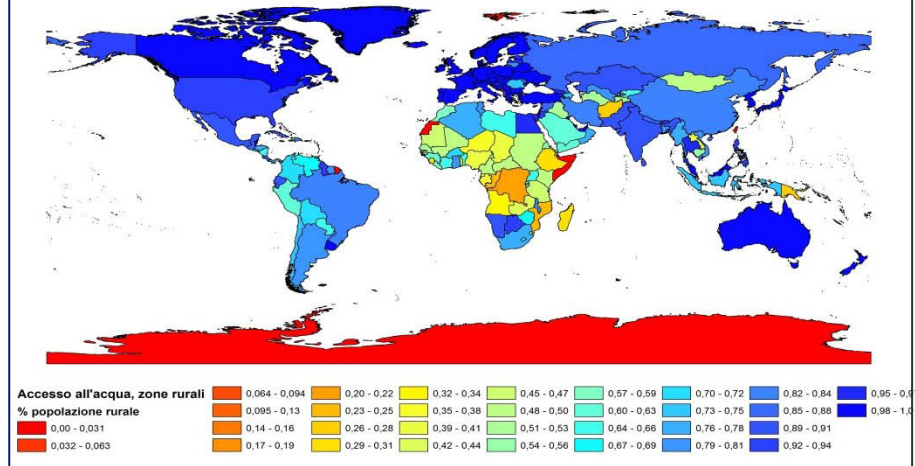


Tabella con i valori rilevati per i diversi indicatori legati alle fonti energetiche. Sono riportati i 5 Paesi con i valori massimi e minimi per ogni indicatore.

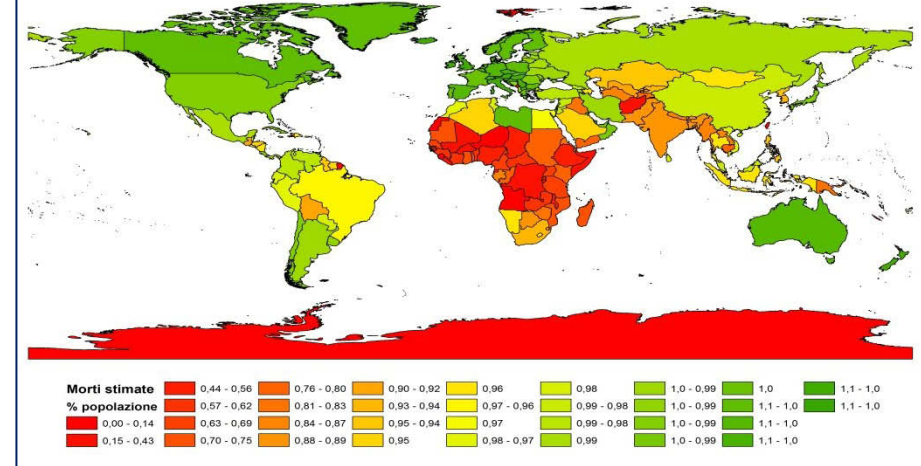
Accesso all'elettricità (%)		Costo elettricità (USCent/kWh)		Prezzo del gasolio (US\$/litro)	
Burundi	2,8	Solomon Islands	89	Bermuda	2,25
Liberia	3,3	Chad	83,6	Turkey	2,03
Chad	3,5	Albania	77	Norway	2,01
Rwanda	4,8	Tonga	57,95	United Kingdom	1,98
Somalia	5	Guinea-Bissau	56	Israel	1,87
Bermuda	100	Paraguay	0,5	Venezuela	0,011
Turkey	100	Zimbabwe	1,11	Iran	0,016
Norway	100	Qatar	2	Saudi Arabia	0,067
United Kingdom	100	Iraq	2	Libyan	0,13
Sweden	100	Laos	2,37	Bahrain	0,13

INDICATORI IDRICI

Accesso all'acqua della popolazione rurale



Morti stimate per uso acqua di cattiva qualità



Prezzo dell'acqua (con un consumo medio di 15 m³/mese)

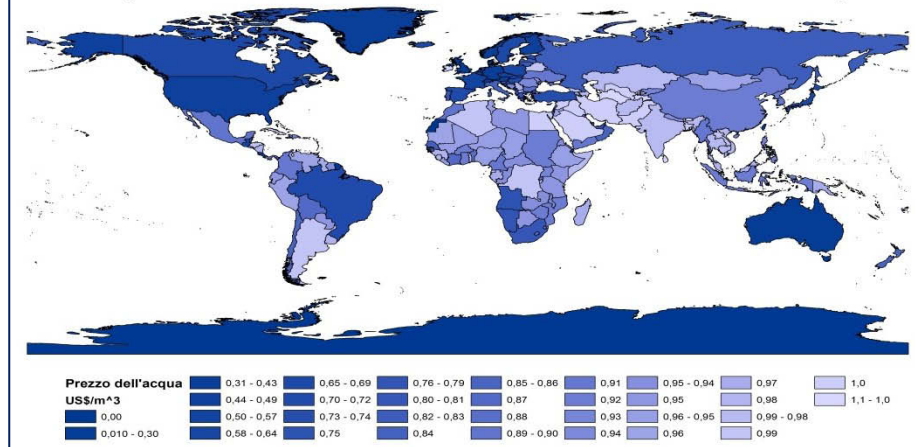
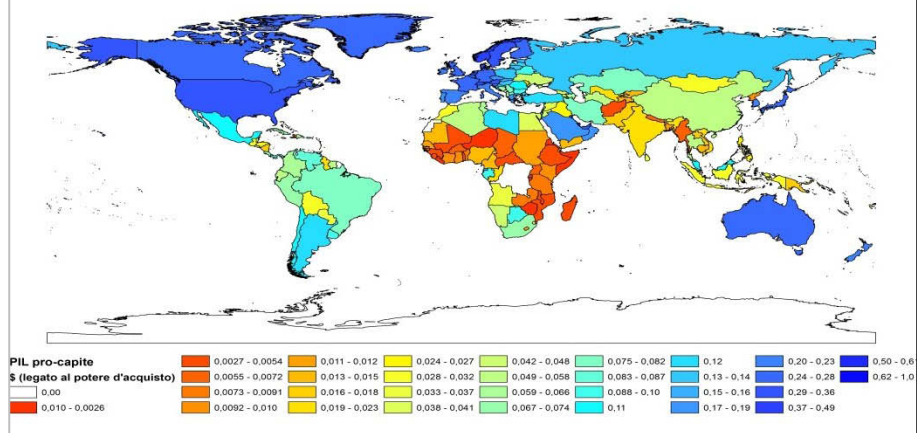


Tabella con i valori rilevati per i diversi indicatori legati alle fonti idriche. Sono riportati i 5 Paesi con i valori massimi e minimi per ogni indicatore.

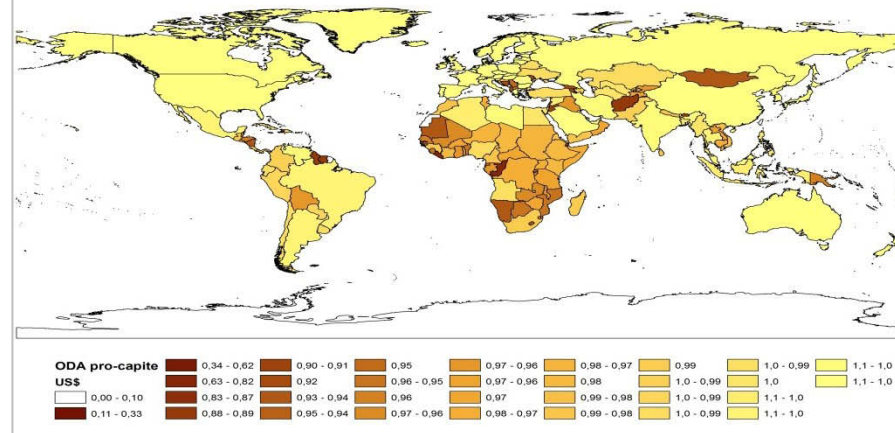
Accesso all'acqua (%)		Morti stimate per acqua (%)		Prezzo dell'acqua (US\$/litro)	
Somalia	7	Niger	0,565	Denmark	9,21
D.R. Congo	27	Angola	0,490	Costa Rica	7,88
Congo	29	Sierra Leone	0,484	United Kingdom	6,7
Mozambique	29	Afghanistan	0,437	Australia	6,47
Afghanistan	31	Mali	0,357	Belgium	6,15
Bahrain	100	Israel	0	Ireland	0
Qatar	100	Malta	0,00073	Tajikistan	0,01
Tonga	100	Austria	0,00107	Turkmenistan	0,01
Puerto Rico	100	Italy	0,00115	Cuba	0,01
U. A. Emirates	100	Bermuda	0,00115	Sri Lanka	0,02

INDICATORI ECONOMICI

PIL pro-capite legato al potere d'acquisto



ODA netto percepito pro-capite



ODA per l'acqua

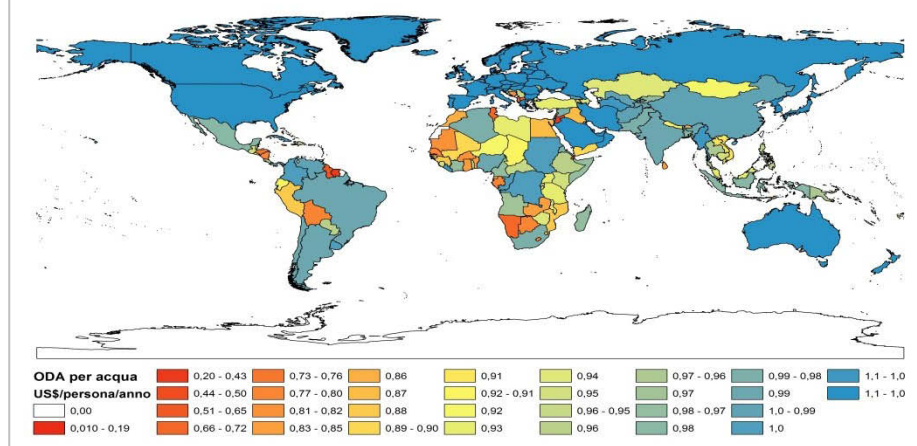


Tabella con i valori rilevati per i diversi indicatori di tipo economico. Sono riportati i 5 Paesi con i valori massimi e minimi per ogni indicatore.

PIL pro-capite (US\$)		ODA pro-capite (US\$)		ODA per acqua (US\$)	
D.R. Congo	350	Marshall Islands	1677	Dominica	19,44
Zimbabwe	500	French Polynesia	1505	Antigua and Barbuda	17,54
Liberia	520	Tuvalu	1356	Tonga	15,98
Eritrea	580	Palau	1285	Saint Lucia	15,84
Somalia	600	Micronesia	1127	Samoa	12,7
Liechtenstein	141800	United States	0	Finland	0
Qatar	87030	U. A. Emirates	0	Greenland	0
Bermuda	69900	Cayman Islands	0	United Kingdom	0
Luxembourg	63540	Netherlands	0	Australia	0
Singapore	59790	Sweden	0	France	0

INDICATORI SOCIALI

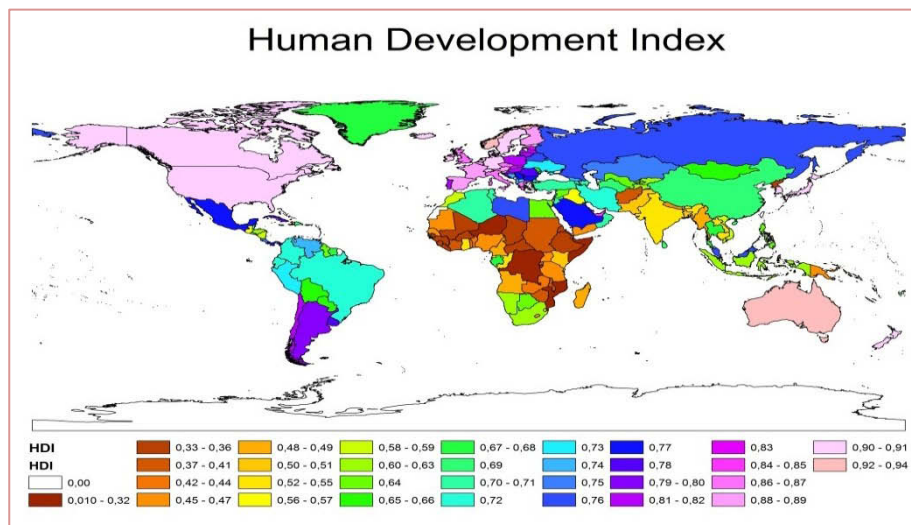
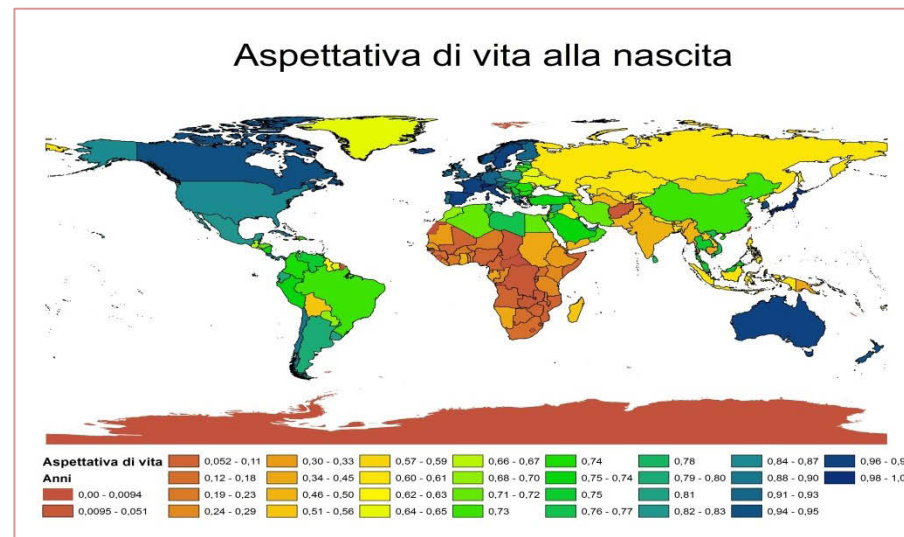
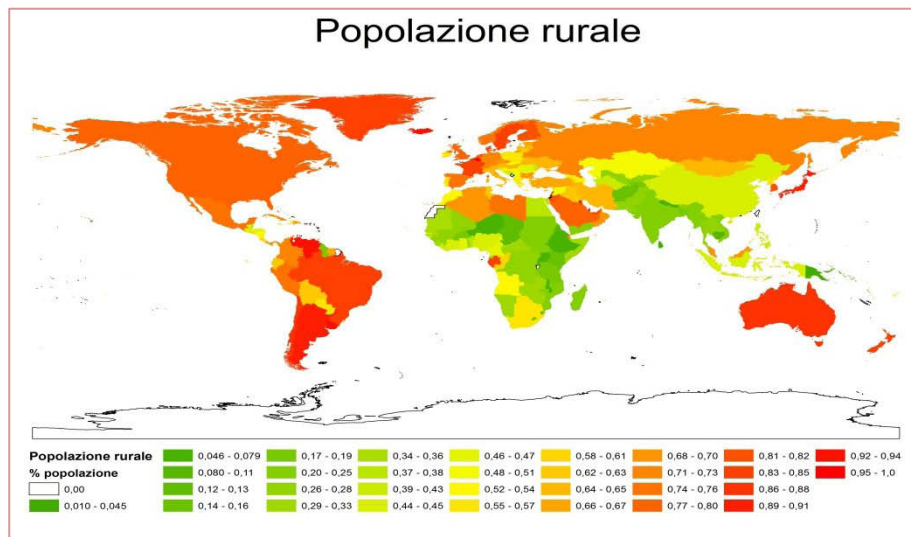


Tabella con i valori rilevati per i diversi indicatori di tipo sociale. Sono riportati i 5 Paesi con i valori massimi e minimi per ogni indicatore.

Popolazione rurale (%)		Aspettativa di vita (anni)		HDI (l)	
Burundi	89	Lesotho	47,365	D.R. Congo	0,286
Papua N.G.	87	Sierra Leone	47,402	Somalia	0,289
Trinidad	86	C.A. Republic	47,618	Niger	0,295
Liechtenstein	86	Guinea-Bissau	47,701	Burundi	0,316
Sri Lanka	85	D.R. Congo	48,070	Mozambique	0,322
Bermuda	0	Japan	82,933	Norway	0,943
Cayman Islands	0	Switzerland	82,246	Australia	0,929
Singapore	0	Italy	81,737	Netherlands	0,910
Puerto Rico	0,011	Australia	81,695	United States	0,910
Qatar	0,011	Singapore	81,641	New Zealand	0,908

2) Analisi Cluster

I dati sono stati analizzati con metodo statistico al fine di valutare il modo in cui si possono raggruppare per gruppi omogenei in un ambiente multidimensionale. Per svolgere le analisi di seguito illustrate è stato deciso di utilizzare una cluster analysis con il fattore K-means.

Una volta eseguita l'analisi si è proceduto alla realizzazione di un grafico ad albero, in cui analizzare le distanze fra le 12 variabili. Si è utilizzata una distanza Euclidea, osservandone i percorsi di aggregazione e come questi vadano a costituire dei gruppi fra variabili.

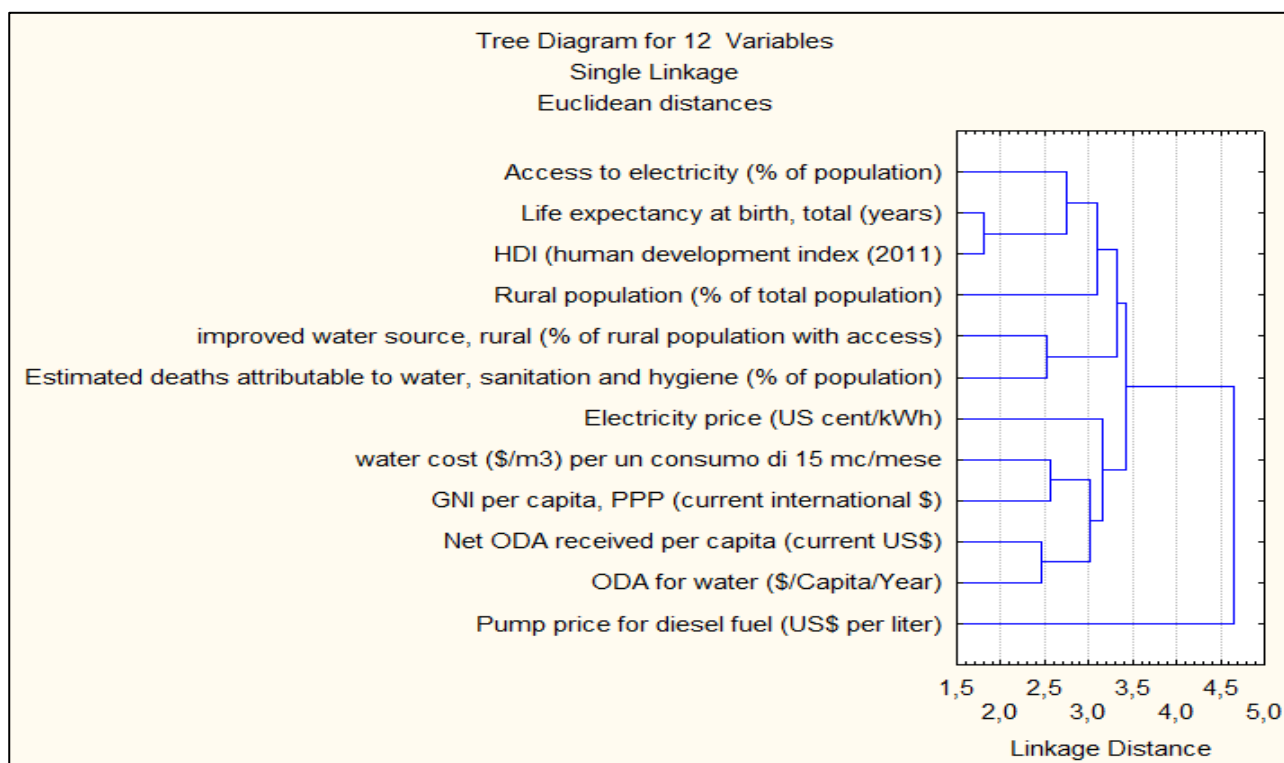


Grafico 32 – Diagramma ad albero dell'analisi cluster condotta sulle variabili dell'indice SEI, evidenziandone le distanze relative fra le varie variabili.

Si è quindi proceduto all'analisi dei dati, variando il numero di gruppi, o cluster, da un minimo di due a sei. In questo modo si vuole osservare come, a diversi gradi di aggregazione si uniscano/separino i vari Paesi analizzati. Si è quindi costituita una tabella con l'assegnazione di ogni cluster per ogni Paese, in funzione dei cluster analizzati (Tabella 16). Con un software GIS si sono quindi portati i valori dei diversi cluster all'interno di mappe georeferenziate (Figura 50), per osservare come i gruppi si combinassero fra loro, comprendendone meglio alcune variabili, altrimenti difficilmente individuabili.

	Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi		Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi		Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi		Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi
AFG	4	5	3	1	2	COL	5	4	1	3	1	HND	1	3	1	3	1	MEX	5	4	1	3	1
AGO	4	5	3	1	2	COM	1	5	3	1	2	HRV	3	2	4	2	1	MHL	2	1	2	3	1
ALB	2	1	2	2	1	CPV	2	1	2	3	1	HTI	4	5	3	1	2	MKD	3	4	1	3	1
ARE	5	4	4	2	1	CRI	6	2	4	2	1	HUN	3	2	4	2	1	MLI	4	5	3	1	2
ARG	5	4	1	2	1	CUB	3	4	1	2	1	IDN	1	3	1	3	1	MLT	6	2	4	2	1
ARM	5	4	1	3	1	CYM	6	2	4	2	1	IND	1	3	1	3	2	MMR	4	5	3	1	2
ASM	3	4	4	2	1	CYP	3	2	4	2	1	IRL	3	2	4	2	1	MNG	1	3	1	3	1
ATG	2	1	2	3	1	CZE	6	2	4	2	1	IRN	5	4	1	3	1	MOZ	4	5	3	1	2
AUS	6	2	4	2	1	DEU	6	2	4	2	1	IRQ	1	3	1	3	1	MRT	4	5	3	1	2
AUT	6	2	4	2	1	DJI	4	5	3	1	2	ISL	6	2	4	2	1	MUS	2	1	2	3	1
AZE	1	3	1	3	1	DMA	2	1	2	3	1	ISR	6	2	4	2	1	MWI	4	5	3	1	2
BDI	4	5	3	1	2	DNK	6	2	4	2	1	ITA	3	2	4	2	1	MYS	5	4	1	3	1
BEL	6	2	4	2	1	DOM	5	4	1	3	1	JAM	3	3	1	3	1	NAM	1	3	3	1	2
BEN	4	5	3	1	2	DZA	5	4	1	3	1	JOR	2	1	2	3	1	NER	4	5	3	1	2
BFA	4	5	3	1	2	ECU	5	4	1	3	1	JPN	6	2	4	2	1	NGA	4	5	3	1	2
BGD	1	3	3	1	2	EGY	5	3	1	3	1	KAZ	5	3	1	3	1	NIC	1	3	1	3	1
BGR	3	2	4	2	1	ERI	4	5	3	1	2	KEN	4	5	3	1	2	NLD	6	2	4	2	1
BHR	5	4	1	3	1	ESP	6	2	4	2	1	KGZ	1	3	1	3	1	NOR	6	2	4	2	1
BHS	3	4	4	2	1	EST	3	2	4	2	1	KHM	4	5	3	1	2	NPL	1	3	3	1	2
BIH	3	4	1	3	1	ETH	4	5	3	1	2	KIR	2	1	2	3	2	NZL	3	4	4	2	1
BLR	5	4	1	3	1	FIN	6	2	4	2	1	KNA	3	3	1	3	1	OMN	5	4	1	3	1
BLZ	3	3	1	3	1	FJI	1	3	1	3	1	KOR	3	2	4	2	1	PAK	1	3	1	3	2
BMU	6	2	4	2	1	FRA	6	2	4	2	1	KWT	5	4	4	2	1	PAN	5	4	1	3	1
BOL	1	3	1	3	1	FSM	2	1	2	3	1	LAO	1	3	3	1	2	PER	5	4	1	3	1
BRA	3	4	4	2	1	GAB	1	3	3	1	2	LBN	5	4	1	3	1	PHL	1	3	1	3	1
BRB	3	2	4	2	1	GBR	6	2	4	2	1	LBR	4	5	3	1	2	PLW	2	1	2	2	1
BRN	5	4	1	3	1	GEO	3	3	1	3	1	LBY	5	4	1	3	1	PNG	4	5	3	1	2
BTN	1	3	1	3	1	GHA	1	3	1	3	2	LCA	2	1	2	3	1	POL	3	2	4	2	1
BWA	1	3	3	1	2	GIN	4	5	3	1	2	LIE	6	2	4	2	1	PRI	5	4	4	2	1
CAF	4	5	3	1	2	GMB	4	5	3	1	2	LKA	1	3	1	3	1	PRK	1	3	3	1	2
CAN	6	2	4	2	1	GNB	4	5	3	1	2	LSO	4	5	3	1	2	PRT	3	2	4	2	1
CHE	6	2	4	2	1	GNQ	4	5	3	1	2	LTU	3	4	4	2	1	PRY	5	3	1	3	1
CHL	5	4	4	2	1	GRC	3	2	4	2	1	LUX	6	2	4	2	1	PYF	2	1	2	2	1
CHN	3	3	1	3	1	GRD	2	1	2	3	1	LVA	3	2	4	2	1	QAT	5	4	4	2	1
CIV	4	5	3	1	2	GRL	6	2	4	2	1	MAR	1	3	1	3	1	ROU	3	4	1	3	1
CMR	4	5	3	1	2	GTM	1	3	1	3	1	MDA	1	3	1	3	1	RUS	5	4	1	3	1
COD	4	5	3	1	2	GUM	3	4	4	2	1	MDG	4	5	3	1	2	RWA	4	5	3	1	2
COG	4	5	3	1	2	GUY	1	3	2	3	1	MDV	2	1	2	3	1	SAU	5	4	1	3	1

	Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi		Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi		Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi		Cluster a 6 gruppi	Cluster a 5 gruppi	Cluster a 4 gruppi	Cluster a 3 gruppi	Cluster a 2 gruppi
SDN	4	5	3	1	2	SWE	6	2	4	2	1	TTO	1	3	1	3	1	VEN	5	4	1	3	1
SEN	4	5	3	1	2	SWZ	4	5	3	1	2	TUN	5	4	1	3	1	VNM	1	3	1	3	1
SGP	6	2	4	2	1	SYC	5	4	1	3	1	TUR	3	2	4	2	1	VUT	1	3	3	1	2
SLB	2	1	2	1	2	SYR	5	3	1	3	1	TUV	2	1	2	3	1	WSM	2	1	2	3	1
SLE	4	5	3	1	2	TCD	4	5	3	1	2	TZA	4	5	3	1	2	YEM	1	5	3	1	2
SLV	5	3	1	3	1	TGO	4	5	3	1	2	UGA	4	5	3	1	2	ZAF	1	3	1	3	1
SOM	4	5	3	1	2	THA	1	3	1	3	1	UKR	5	4	1	3	1	ZMB	4	5	3	1	2
SRB	3	4	1	3	1	TJK	1	3	1	3	2	URY	3	4	4	2	1	ZWE	4	5	3	1	2
SUR	2	1	2	3	1	TKM	1	3	1	3	1	USA	6	2	4	2	1						
SVK	3	2	4	2	1	TLS	4	5	3	1	2	UZB	1	3	1	3	1						
SVN	3	2	4	2	1	TON	2	1	2	3	1	VCT	2	1	2	3	1						

Tabella 16 – Schema riassuntivo di ogni Paese analizzato nell'indice SEI dell'analisi cluster, con l'assegnazione del cluster per ogni analisi in gruppi

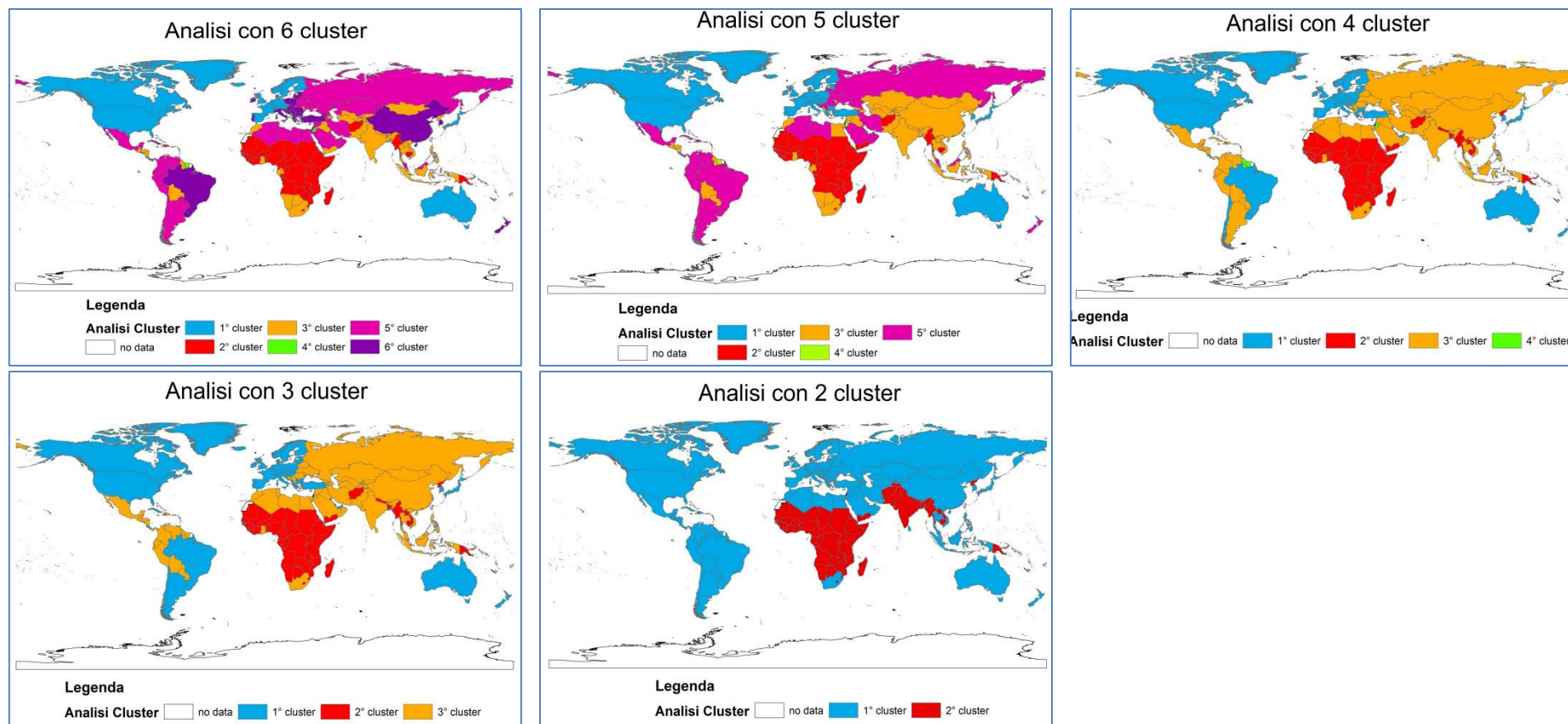


Figura 50 – Rappresentazione grafica dei Paesi analizzati nell'indice SEI, in funzione dell'analisi cluster a più cluster (da 6 a 2).

3) PCA – incide SEI

La PCA (Principal Component Analysis) viene descritta in dettaglio da Pearson [38] e Hotelling [39]. Uno dei principali motivi per l'uso della PCA è quello di ridurre le variabili considerate nella stesura di un indice, attraverso la creazione di trasformazioni ortogonali fra le osservazioni e le variabili. Per lo sviluppo dell'indice SEI, si è proceduto al computo della PCA, con parametri standard con software "statistica 8", fornendo i seguenti risultati specifici derivanti dalla normalizzazione precedentemente descritta. Nella Figura 51 sono riportati gli eigenvalues, con il relativo peso descrittivo. Si nota come le prime tre componenti spieghino il 72.63% dei casi, con il primo componente che da solo descrive il 44.7% dei casi. Data la loro rappresentatività si possono considerare solo i primi tre componenti nell'analisi dell'indice SEI.

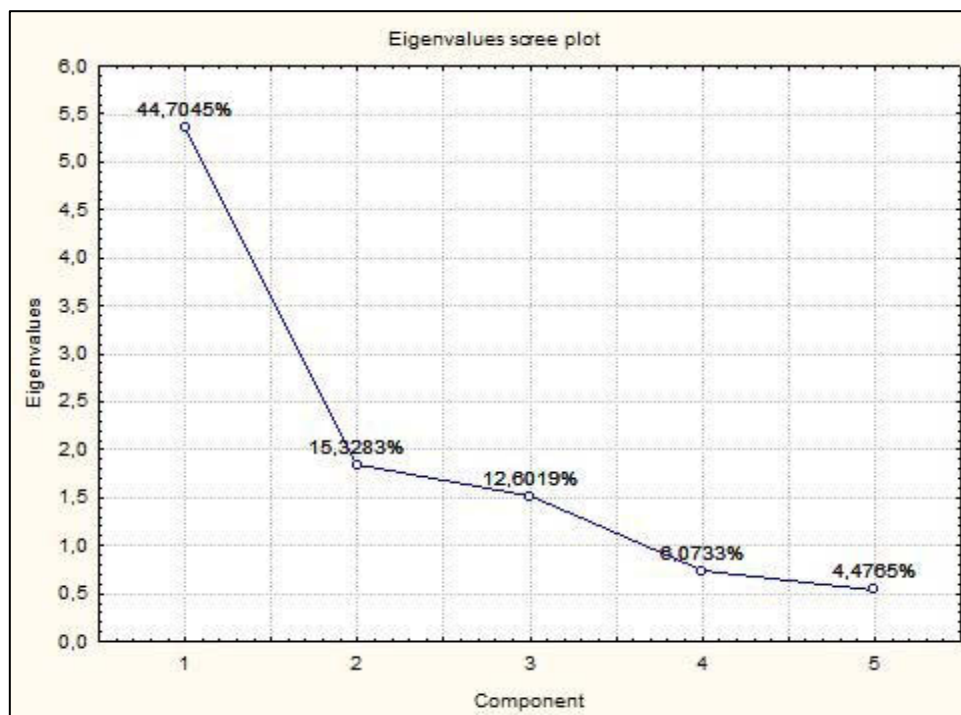


Figura 51 – Grafico riportante gli eigenvalues rispetto i componenti elaborati attraverso il computo della PCA delle variabili dell'indice SEI

	C1	C2	C3
Eigenvalue	5.3645	1.8394	1.5122
Varianza spiegata (%)	44.7045	15.3283	12.6019
Varianza spiegata cumulativa (%)	44.7045	60.0328	72.6347
INDICATORI	R	AE	CMP
Accesso all'elettricità	-0,906507	-0,059574	0,263464
Prezzo dell'elettricità	0,071829	0,677228	0,394630
Prezzo del gasolio	0,250367	0,091773	0,771616
Accesso a fonte d'acqua della popolazione rurale	-0,834459	-0,161250	0,088831
Morti stimate per motivi attribuibili all'acqua	-0,827008	-0,062978	0,334343
Costo dell'acqua	0,537864	0,174340	0,585321
ODA percepito pro-capite	-0,048051	0,807311	-0,129080
ODA per l'acqua	-0,109839	0,755189	-0,300284
PIL procapite	0,710872	-0,204403	0,315208
Popolazione rurale	-0,933357	-0,020953	0,134965
Aspettativa di vita	-0,705768	0,209812	0,040831
HDI	-0,957289	0,010936	0,057833

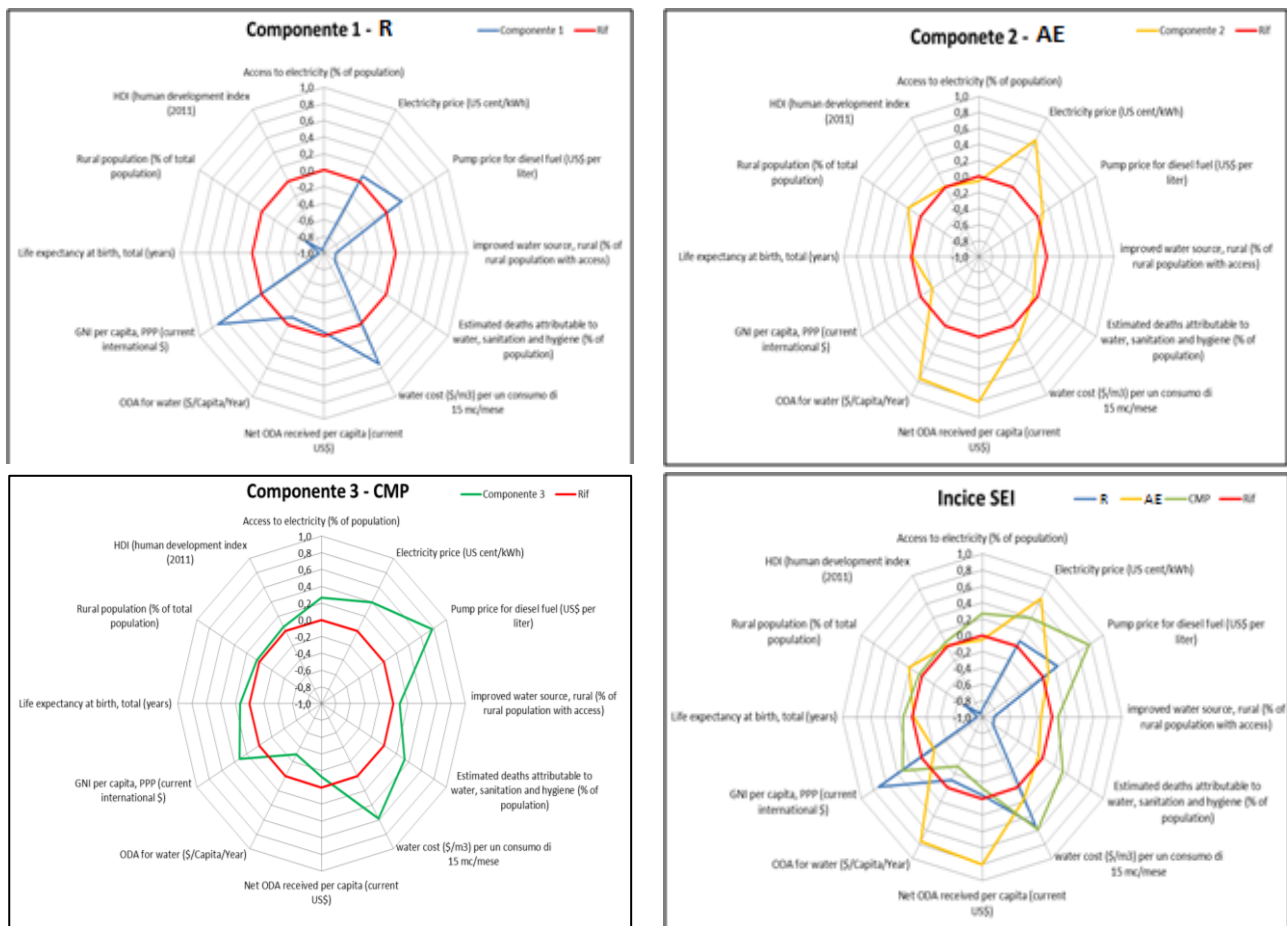


Grafico 33 – Grafici radar delle tre componenti principali derivanti dall'elaborazione PCA dell'indice SEI e unione dei tre componenti principali. La linea rossa rappresenta il valore 0, usato come riferimento.

Attraverso il software di calcolo, vengono quindi affidati dei valori in funzione delle tre componenti principali ad ogni Paese. Ricordando come essi si possano riassumere nelle seguenti nuove variabili:

1. **R** (Ricchezza) – rappresenta la ricchezza di risorse sia finanziarie che gestionali del Paese.
2. **AE** (Aiuti Esterni) – il quantitativo di aiuti e sovvenzioni che Paesi terzi apportano al Paese in oggetto.
3. **CMP** (Costo Materie Prime) – questo componente identifica il prezzo per l'acquisto della materie prime, quali i carburanti fossili (0.77) o l'acqua (0.58). Più crescono questi valori e maggiore sarà la necessità da parte della popolazione di trovare nuove forme per venire in possesso di tali beni.

Per un maggiore raffronto dello studio statistico dei dati raccolti si è inoltre voluto calcolare anche i valori raccolti senza alcuna normalizzazione. In questo modo, utilizzando i valori "grezzi", si è potuto valutare se le normalizzazioni positive o negative potessero essere corrette. Da questa analisi è emerso che le componenti principali si aggregano con le stesse modalità rispetto alle analisi con dati normalizzati.

Unendo questi valori, si può ottenere una scala dei Paesi in funzione dei nuovi pesi derivanti dal modello di calcolo della PCA (vedi Grafico 34)

SEI - lista dei Paesi

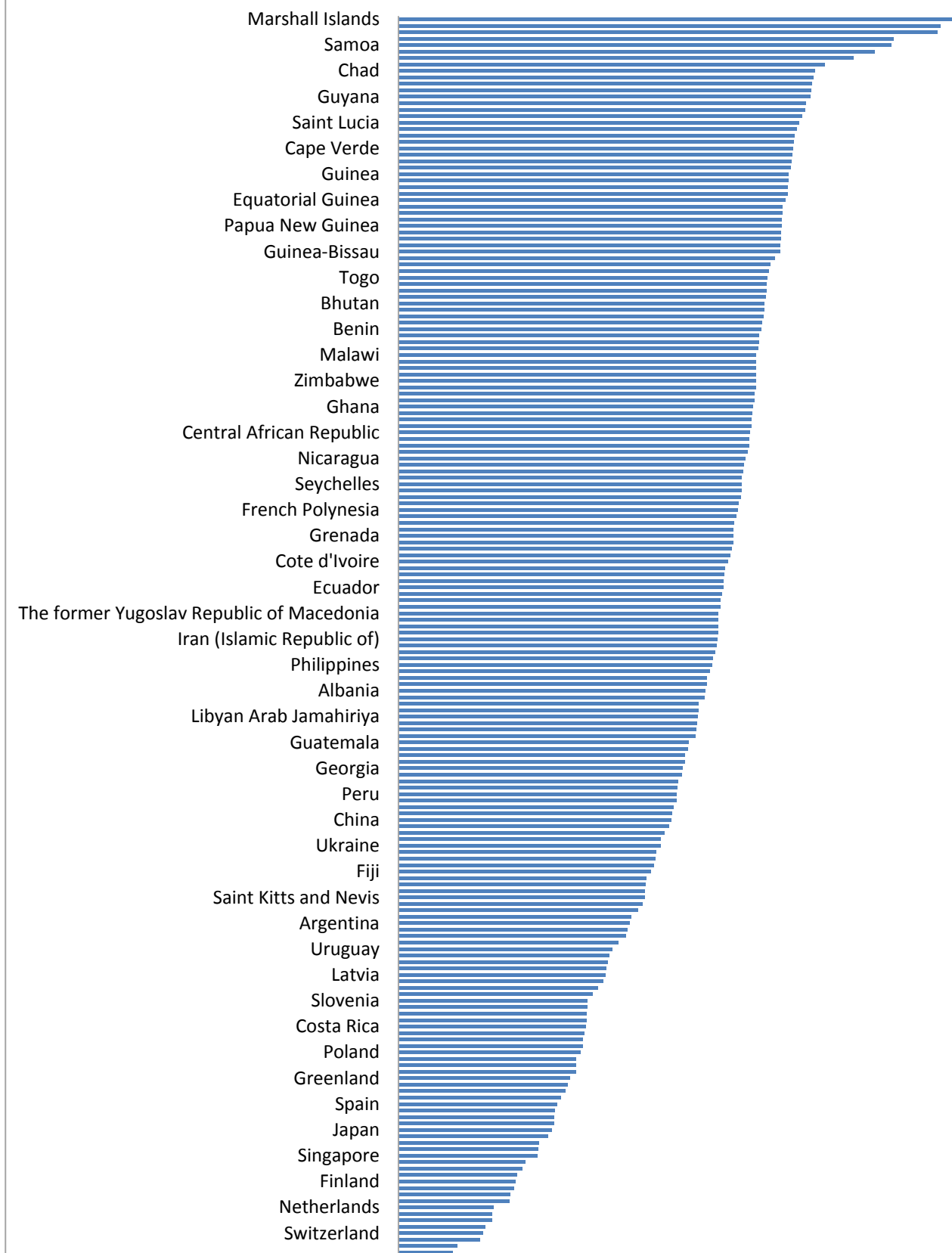


Grafico 34 – Lista dei Paesi con pesi relativi in funzione dei valori registrati e adattati da calcolo con metodo PCA

INFORMAZIONI AGGIUNTIVE

PAOLO FRANCESCHETTI

Nato a Treviso 20.12.1981

Residente a Padova (PD)

E-mail: paolo@solwa.it

Stato civile: celibe



Publicazioni scientifiche

- Baldo G., Franceschetti P. et Al., 2009. *Dalla sorgente alla foce: il fiume come ecosistema aperto. L'esperienza lungo i corsi d'acqua Astico, Leogra e Posina in provincia di Vicenza.* Libro allegato al convegno omonimo
- Franceschetti P., 2009. *Improvement of a solar still by suction of the wet air.* IDA (International Desalination Association) World Congress Dubai 2009
- Franceschetti P., 2010. *Solar still for drinkable water production.* UNOPS (http://www.ideassonline.org/default_eng.asp)
- Franceschetti P., 2010. *New Solar still with the suction of wet air: a solution in the isolated tropic areas.* CARIBDA (Caribbean Desalination Association)
- Franceschetti P., 2011. *SOLWA – SOLAr Water.* 3rd EMUNI Research Souk, The Euro-Mediterranean Student Research Multi-conference. 2011
- Franceschetti P., Gonella F. 2012. *New Solar Still with the Suction of Wet Air: A Solution in Isolated Areas.* Journal of Fundamentals of Renewable Energy and Applications (vol. 2 (2012))
- Franceschetti P., Moretto A., Atzori A. *SOLWA (SOLAr WAter): metodo per la disidratazione del percolato di discarica attraverso l'energia solare – la sperimentazione nella discarica di Ponte San Nicolò (Padova).* Sardinia Symposium 2013 - 14th International Waste Management and Landfill Symposium.

Informazioni Aggiuntive

- Docente presso l'Università di Padova, in corsi su "Metodi di valutazione ambientale" 2011-2012-2013
- Esperto in desalinizzazione e trattamento delle acque
- Membro del IDA "International Desalination Association"
- Membro del CIRF "Centro Italiano Riquilificazione Fluviale" dal 2009
- Membro del EDS "European Desalination Society" dal 2011
- Membro del direttivo dell'associazione LEGAMBIENTE circolo di Padova
- Responsabile ambientale dell'associazione "ESPERIA" di Padova dal 2010
- Responsabile del progetto SOLWA come "idea per lo sviluppo dell'umanità" del programma IDEASS del UNOPS (Nazioni Unite)
- Vincitore 2011 del progetto "Giovani innovatori 2011" organizzato dalla rivista "Technology Review" del MIT di Boston (USA).
- Vincitore del "progetto impresa 2011" organizzato dal Consorzio IMPAT (Consorzio per la promozione di Imprese ad Alta Tecnologia, costituito da ENEA, Università degli Studi di Ferrara, Padova, Venezia e Tecnopolis PST S.c.a.r.l.)

- Vincitore prima tappa di Start Cup Veneto nel 2011 con il progetto SOLWA.
- Vincitore Premio Nazionale Italiano (PNI) 2011 con il progetto SOLWA.
- Vincitore del Premio Marzotto “L’impresa del futuro” del 2012
- Vincitore del “Premio all’Innovazione Amica dell’Ambiente” organizzato da Legambiente nel 2012
- Riconoscimento fra i migliori 10 ricercatori italiani presso “Trieste X 10” nel 2012
- Finalista delle 10 migliori idee della Regione Veneto al concorso “Italia Camp” nel 2012
- Oltre 40 articoli giornalistici, riguardanti la ricerca SOLWA, in quotidiani e riviste a tiratura regionale e nazionale. 4 interviste televisive per l’emittente RAI3
- Relatore ad oltre 20 diversi convegni di carattere nazionale e internazionale su tematiche ambientali, gestione e strategia d’impresa.

Estratto per riassunto della tesi di dottorato

Studente: Paolo Franceschetti matricola: 955853

Dottorato: Scienze ambientali

Ciclo: XXVI

Titolo della tesi¹: Energie rinnovabili e microgenerazione distribuita – serra solare ad evaporazione

Abstract:

In un contesto internazionale di ricerca focalizzato allo sviluppo di nuove tecnologie basate su energie alimentate da fonti rinnovabili, un settore di sempre maggiore interesse è lo sviluppo d'impianti di microgenerazione legati all'acqua. In questo settore si pone il presente studio, il quale vuole apportare un contributo innovativo all'ottimizzazione dei sistemi di desalinizzazione/depurazione delle acque sfruttando unicamente la radiazione solare.

Lo stato dell'arte di questi sistemi, denominati serre solari, è stato in prima istanza analizzato al fine di comprenderne le potenzialità e i limiti dal punto di vista fisico e di efficienza. Si sono quindi sviluppati e sperimentate nuove configurazioni che hanno portato a significativi miglioramenti delle prestazioni. Sulla base dei risultati dei primi test, è stato sviluppato poi il calcolo exergetico dell'intero sistema. Attraverso sperimentazioni circa la tipologia dei materiali da utilizzare per la costruzione delle serre solari e le modellizzazioni termodinamiche e fluidodinamiche, si è giunti quindi ad un ulteriore sviluppo dei sistemi. I miglioramenti apportati hanno permesso un'efficienza del sistema depurativo maggiore rispetto allo stato dell'arte. Una volta consolidato il sistema, è stata approfondita l'analisi volta ad individuare in quali aree del pianeta questi sistemi possano essere maggiormente applicabili, in funzione delle condizioni climatiche (modello geo-spaziale – GSI) e delle condizioni antropiche (indice socio-economico –SEI)

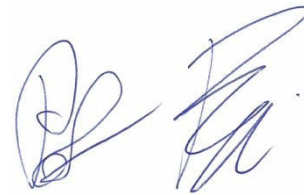
Abstract:

In an International context of research focused on the development of new technologies based on energy supplied by renewable sources, the development of micro-water treatment plants is of increasing interesting. The current study fits into this perspective with the aim to provide an innovative tool for the optimization of the desalination/water purification systems, by using only the solar radiation source.

In the present study, the state of art of the systems, hereafter called solar stills, was analyzed in order to understand their potential and limits from a physical and efficiency perspective. Afterwards, new prototypes were developed and tested, resulting in a significant improvement of the solar stills' performances. Basing on results from the first test performed, the exergetic calculation of the system was carried out. . Additionally, the experimentation on different types of materials to be used for the construction of the solar stills, in association to the thermodynamic and

fluid dynamic modeling processes, allowed us to reach a further development of the systems. Such improvements led to a higher efficiency of the solar still, compared to the state of the art. Once the system has been consolidated, a geo-spatial analysis based on both climatic conditions (geo-spatial index - GSI) and anthropogenic conditions (socio-economic index - SEI), has been performed with the aim to identify the areas where the developed systems were more applicable.

Firma dello studente

A handwritten signature in blue ink, consisting of two distinct parts. The first part is a stylized, circular flourish, and the second part is a more linear, cursive-like signature.