POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Costruzione e simulazione di un prototipo per estrazione di umidità dall'aria

Relatore:
Ing. Marco SIMONETTI
Correlatore:
Ing. Vincenzo Maria GENTILE

Candidato:
Ivan MARIUZZO

A.A. 2018/2019

Ringraziamenti

Ci tengo a ringraziare il Dipartimento di Energia e il gruppo di ricerca Solar Penguins, in particolare al mio relatore Marco Simonetti e correlatore Vincenzo Gentile per il coinvolgimento in questa attività e per il loro approccio a questo lavoro da cui ho spesso cercato di trarre spunto, consapevole che mi tornerà utile in un futuro ambiente lavorativo. Grazie ai tecnici di laboratorio Maurizio Bressan, Gladis Maria Di Giusto e Emanuele Norata per la costante assistenza che mi hanno fornito in questa attività e a Giuseppe Francesco Nallo per i preziosi consigli e il tempo dedicatomi nell'ambito di questo lavoro.

Devo principalmente la riuscita di questo lavoro ai miei genitori Donatella e Flaviano per gli enormi sforzi fatti per permettermi di frequentare questo ateneo e con questo lavoro presento il frutto di questa occasione. Ho vissuto una esperienza, in particolare durante questi mesi di lavoro, che mi ha permesso di maturare dal punto di vista personale cercando di pretendere sempre di più da me stesso e non avrei accettato di presentare un lavoro che non rispecchiasse appieno questa mia crescita, l'impegno e la conoscenza maturata nell'ambito di questa tesi sperimentale. Per cui, ringrazio ciecamente i miei genitori per la costante fiducia e supporto che mi hanno sempre trasmesso.

Non avrò mai modo di ringraziare abbastanza amicizie strette in ambiente universitario o qui consolidate. In entrambi i casi, ho avuto la fortuna di veder sorgere e far parte di un gruppo il cui affiatamento è cosa rara e ai quali tutti auguro di cuore di raggiungere importarti traguardi nella vita e nel lavoro. Per cui grazie ad Andre, Wuoski, Ste, Greg, alle due Alessandra, Sara, Manuel, Riccardo, Marco e Pigo.
Infine, non posso non ringraziare tutti i miei amici, in particolare Lorenzo e Simone, perché la loro amicizia costituisce un importante pilastro su cui la mia felicità è fondata.

Indice

1 Introduzione **1**
1.1 Panoramica globale . . . 1
1.2 Europa e Nord America . . . 4
1.3 Asia e Pacifico . . . 5
1.4 Regione Arabica . . . 6
1.5 America Latina e Caraibi . . . 7
1.6 Africa . . . 7
1.7 Stato dell'arte . . . 8
1.7.1 Dissalazione . . . 8
1.7.2 Estrazione di umidità atmosferica . . . 11
1.7.3 Impianti HVAC . . . 14

2 Prototipo sperimentale **17**
2.1 Schema teorico . . . 21
2.2 Alimentazione elettrica e sensori . . . 23
2.3 Misurazioni cella di carico . . . 24
2.4 Misurazioni con anemometro . . . 27
2.5 Sistema controllo e monitoraggio . . . 33

3 Adsorbimento **39**
3.1 Basi teoriche . . . 39
3.1.1 Modello Dubinin . . . 40
3.1.2 Modello Langmuir . . . 41
3.2 Materiali essiccanti . . . 44
3.2.1 Silica gel . . . 45
3.2.2 Carboni attivi . . . 46
3.2.3 Zeoliti . . . 47
3.2.4 Allumina attiva . . . 49
3.3 Isoterma di adsorbimento . . . 49

4 Modello adsorbimento su MATLAB **52**
4.1 Equazioni ausiliarie . . . 53
4.2 Modello numerico . . . 61
4.2.1 Bilancio umidità aria . . . 61
4.2.2 Bilancio massa batteria . . . 63
4.2.3 Diffusione . . . 63
4.2.4 Bilancio termico aria . . . 72
4.2.5 Bilancio termico silica gel . . . 74

4.2.6 Bilancio termico acqua 75
4.3 Procedura numerica 76

5 Risultati test sperimentali 77
5.1 Consumi energetici 79
5.2 Ratei di adsorbimento/desorbimento 80
5.3 Analisi acqua 83

6 Validazione modello 87
6.1 Test adsorbimento 91
6.2 Test rigenerazione 93
6.3 Riepilogo 94

7 Inserimento fonti rinnovabili 96
7.1 Producibilità solare termico 97
7.2 Risultati simulazione 99

8 Conclusioni 101

9 Nomenclatura 103

10 Allegati 105
10.1 Codice Matlab R2016b 105
10.2 Codice Arduino 118
10.3 Scheda tecnica solare termico 125

Riferimenti bibliografici 128

1 Introduzione

Il continuo aumento della popolazione mondiale sta causando un incremento di domanda di acqua potabile, di conseguenza anche sul costo di tale risorsa.
L'approvvigionamento di acqua dolce perciò sta diventando nei giorni nostri uno dei settori in cui bisogna concentrare sforzi e ricerca per scoprire soluzioni innovative ed economicamente sostenibili che permettano di calare l'attuale distanza fra fabbisogno e disponibilità.
A livello internazionale, vi sono però rilevanti differenze in termini di sviluppo economico, sociale e ambientale, perciò l'entità di questo problema è riscontrata in maniera differente, come riportato da [32].

1.1 Panoramica globale

Il problema dietro l'eccessivo consumo di acqua al giorni d'oggi è uno sviluppo non sostenibile, poiché la crescita demografica e lo sviluppo economico avvengono ad un ritmo tale da generare un surplus di domanda di questa risorsa rispetto all'effettiva capacità ambientale di fornirla, come affermato in [32].
Dal punto di vista economico, l'acqua è uno strumento essenziale per la produzione economica di un paese sopratutto per la produzione di cibo ed energia elettrica, per cui sono necessari investimenti sulle infrastrutture per sbloccare un settore che può garantire una ulteriore crescita economica. In particolare, sono necessari investimenti finanziariamente sostenibili in tale ambito per ridurre il rischio di scarsità di acqua e per gestire danni provocati da alluvioni e altri disastri ambientali e ridurre la vulnerabilità in tal senso. In molti paesi rurali, questi potrebbero portare all'accumulo di capitale derivante dall'ammodernamento dei sistemi di irrigazione per poter introdurre attività industriali. Anche la fornitura di acqua per i beni primari e igienici assume grande importanza per cercare di interrompere un circolo vizioso che collega bassa produttività con una generale situazione di povertà, perciò gli investimenti riguardano la ricerca di nuove fonti e conseguentemente l'accumulo di capitale per favorire una crescita economica. Dopo questa prima fase, sarà necessario concentrare gli sforzi per mantenere sicuro e stabile lo sviluppo tramite la creazione di apposite istituzioni.

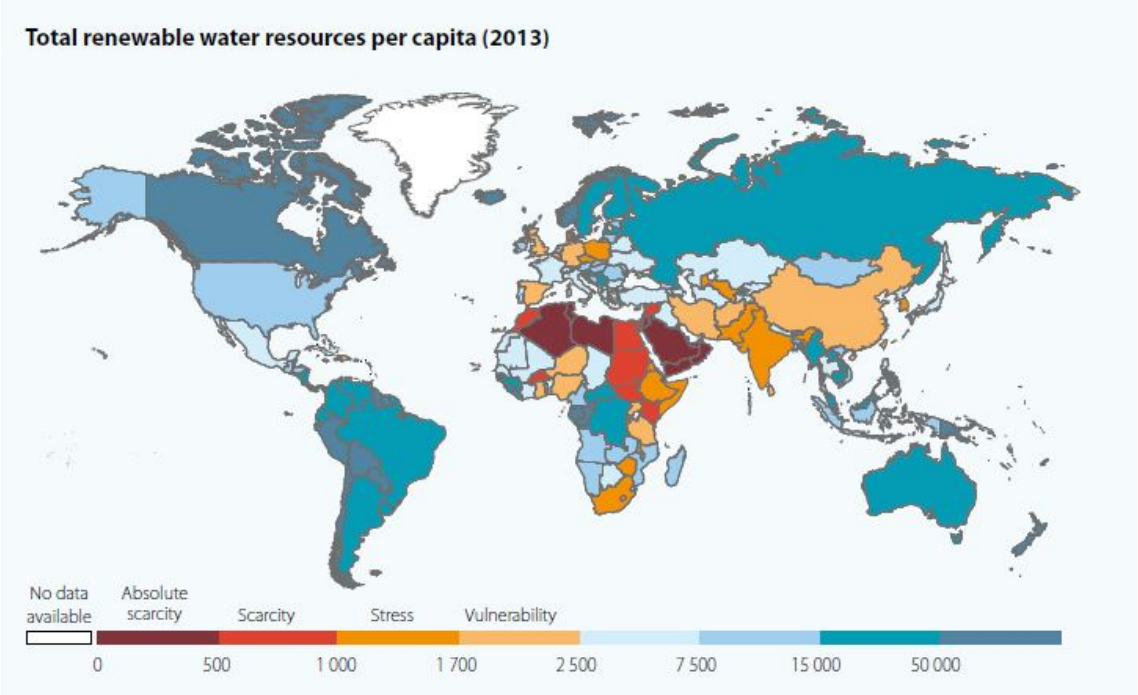


Figura 1.1: Disponibilità globale di acqua [32]

La scarsa disponibilità di acqua per fabbisogni sanitari e igienici è strettamente connessa con la povertà. Mentre paesi industrializzati si stanno affacciando a sfide riguardanti la modernizzazione delle strutture, i paesi con minor produttività risentono maggiormente della carenza di adeguate infrastrutture che compromettono lo sviluppo economico, oltre che allo stato generale di salute della popolazione. Ad oggi circa 2,5 miliardi di persone non hanno accesso ad adeguati servizi igienici e 1,8 miliardi bevono acqua inquinata da batteri fecali. L'accesso diretto all'acqua è considerato un diritto di qualsiasi umano, perciò a livello politico si stanno cercando di investire in strutture per fornitura di acqua per servizi sanitari per appianare le divergenze fra paesi ad alto e basso sviluppo economico. L'urbanizzazione è stata un fattore determinante per l'aumento della domanda di acqua, considerando che il 54% della popolazione (3,9 miliardi) vive in città e che entro il 2050 questa percentuale potrebbe arrivare circa al 66% ad un rateo di crescita attuale di 80 milioni l'anno.

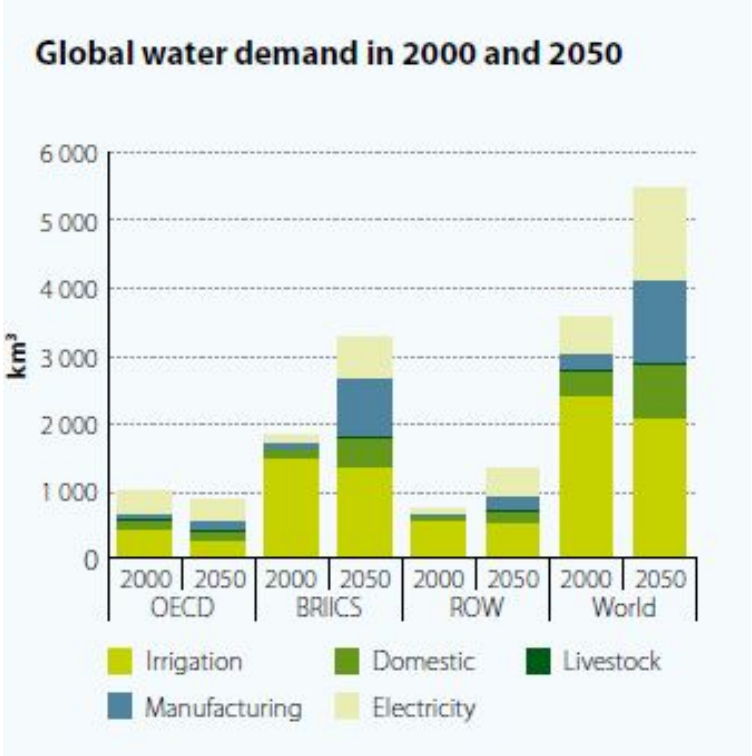


Figura 1.2: Grafico richiesta di acqua [32]

Nel 2050, si stima che la domanda della risorsa cresca del 55%, principalmente a causa della crescente produzione termoelettrica, usi domestici e processi produttivi. Le città hanno grosso impatto sul naturale ciclo dell'acqua, dato il prelievo dalla superficie o fonti sotterranee dato che enormi aree vengono precluse a trattenere acqua e l'inquinamento dei corpi idrici. Questo fa sì che aumenti la domanda di acqua da fonti esterne ai confini cittadini che aumentano il peso delle importazioni anche per il cibo. Questa situazione porta le città ad esplorare opportunità nel trattamento delle acque reflue vista la gran quantità di scarti che viene prodotta, e a ricercare soluzioni innovative per l'approvvigionamento come la desalinizzazione e l'osmosi inversa (ovviamente fruibile se vi è una relativa vicinanza al mare).
Parallelamente allo sviluppo urbano, l'agricoltura dovrà produrre entro il 2050 circa il 60% in più di cibo rispetto alla situazione attuale, che presenta inoltre molte realtà in cui l'uso di tecniche di irrigazione non all'avanguardia ed inefficienti genera contaminazione chimica delle falde sotterrane e la quantità di acqua dolce nei fiumi (a sua volta, causando una salinizzazione del 20% delle aree irrigante). La situazione peggiora se si pensa che molti allevamenti ittici sono situati lungo coste di mare dove vengono scaricare acque di fiume contaminate da questa attività. Per migliorare questa situazione sono necessari investimenti nei processi di irrigazione per ridurre gli scarti di acqua e ulteriori investimenti per aumentare la produttività degli attuali raccolti, usando come parametro principale il volume di raccolto per metro cubo di acqua utilizzata. La seconda opzione per molte

realtà sembra la più redditizia dato che può essere ottenuta anche semplicemente migliorando la gestione di acqua a parità di volume usato. Questo può generare introiti che successivamente possono essere impiegati nell'ammodernamento delle strutture.
L'effetto primario dell'aumento demografico risiede nell'aumento della richiesta globale di energia, dove la situazione è delicata dato che molti processi energetici utilizzano acqua nella produzione, ma a tempo stesso può essere necessaria energia per generare e/o trasportare acqua. La situazione peggiora considerando il fatto che le stesse persone che hanno difficile accesso all'acqua presentano anche carenza nell'uso di energia elettrica e perciò utilizzano combustibili fossili per i loro fabbisogni. Oltre 1,3 miliardi di persone hanno difficoltà nell'accesso all'energia, mentre 2,6 usano combustibili fossili. Altri 400 milioni stimati usano carbone per uso cucina e riscaldamento con conseguenti danni diretti all'ambiente e alla salute. La crescita della domanda di energia secondo le stime sarà di un terzo più alta nel 2035, con un aumento del 70% di quella elettrica. La crescita purtroppo sarà in tutte le principali fonti usate oggi (carbone, gas naturale, gasolio, rinnovabile e nucleare) e quelle fossili continueranno ad essere le principali fonti da cui verrà prodotta energia, nonostante un aumento del peso delle fonti energetiche rinnovabili come l'idroelettrico (che comunque, consuma enormi quantità di acqua vista la necessità di grossi impianti di un bacino di accumulo, che rende non disponibile acqua per altri usi). Il precedentemente citato aumento del 70% della domanda di energia elettrica sarà accompagnato da un aumento del 20% dell'uso di acqua dolce. L'eolico e il fotovoltaico sono la tecnologia più sostenibile, ma vista l'intermittenza della velocità dell'aria e della luce solare ad oggi rappresentano solo il 3% del mix energetico globale, e la percentuale sembra destinata a non salire oltre il 10% entro il 2035.
Chiaramente l'aumento del consumo di acqua è collegato allo stato di salute degli ecosistemi oggi esistenti tramite la sempre maggiore pressione delle attività umane sulle risorse di acqua esistenti, vicino alle quali vive il 41% della popolazione. Una transizione verso politiche di gestione eco-orientate è necessaria per considerare direttamente il danno umano sulle condizioni ecologiche per garantirne un accettabile stato di salute. Come se non bastasse, i cambiamenti climatici portano con se un aumento del livello del mare e perciò ad un incremento della percentuale di acqua salata.
A questo punto è lecito ricordare che è vero che l'acqua copre il 70% della superficie terrestre, ma solamente il 3% (2/3 dei quali sono contenuti in ghiacciai o in riserve ancora inesplorate) di essa è acqua dolce e che effettivamente rappresenta quella usata dall'uomo ([33]).

1.2 Europa e Nord America

La maggior parte dei paesi europei gode di buoni livelli di sviluppo economico e di accesso alle risorse, e questo si tramuta in pressione sulle risorse naturali. Spostandosi verso

l'est del continente invece vi è una diffusa e generale situazione di povertà, dove perciò lo sviluppo economico è una priorità. In entrambi in casi è essenziale incrementare l'efficienza dell'uso delle risorse naturali e ricorrere alle più appropriate tecnologie, non a caso ad oggi il 38% dei corpi idrici europei risulta pesantemente contaminato da agenti usati nell'agricoltura.
Al giorno d'oggi le politiche stanno promuovendo politiche per una cooperazione coerente fra tutti i settori consumanti acqua, sia a livello nazionale che a livello internazionale. Questo viene fatto per evitare conflitti riguardanti gli interessi che i diversi settori hanno nei confronti di questa risorsa, garantendo così coordinazione al suo accesso nonostante sia un obiettivo difficile da raggiungere considerato il continuo aumento di domanda in tutte le attività. In particolare, le politiche europee stanno vagliando politiche con lo scopo di tenere conto delle conseguenze ambientali delle attività di produzione cibo e beni agricoli tramite standard ambientali (per controllare l'uso di agenti chimici), azioni di supporto di attività che tutelano l'ambiente e investimenti pubblici nelle cosiddette Green Economies, applicazione di strumenti nei modelli economici che tengano conto anche dei danni causati all'ambiente. Di particolare interesse è anche il riuso dell'acqua di processo, nonostante sia limitato dalla mancanza di regolamentazioni e susciti dubbi riguardo la composizione.
Anche il Nord America, nonostante l'alto sviluppo economico, presenta oltre il 90% delle coltivazioni usanti tecnologie non efficienti e non soddisfacenti determinati requisiti, e presenta problematiche simili a quelle europee riguardanti soprattutto perciò l'uso efficiente della risorsa acqua.

1.3 Asia e Pacifico

Le sfide della regione asiatica risiedono nel fronteggiare i disastri ambientali causati dal mare (collegati al continuo cambiamento climatico) e il forte incremento demografico.
Ad oggi il 90% delle devastazioni derivanti dall'acqua hanno avuto origine in queste zone, causando nel 2013 circa 17 mila vittime e perdite economiche di decine di miliardi di dollari. I cambiamenti climatici inoltre non sono certamente un fattore favorevole, e si prevede che con essi aumenteranno anche la frequenza annua di questi incidenti ponendo sotto forte pressione i governi locali, in molti dei quali le politiche nazionali non sono ancora sufficientemente implementate.
Asia e Pacifico presentano il massimo aumento demografico nel mondo, con un tasso annuo intorno al 2,4%. Negli anni a venire si prevede che l'attuale 47,5% della popolazione residente nelle città è destinata ad aumentare sfruttando ancora di più le risorse idriche al servizio delle città e presentando sfide nel rifornimento di acqua potabile, nel controllo della sua qualità e dell'inquinamento e nel controllo del degrado ambientale. La pianificazione locale perciò deve prevedere azioni per migliorare il nesso fra cibo, energia e acqua tramite la costruzione di adeguate infrastrutture e l'uso più intenso di acqua di scarto dai

processi.
La disponibilità di acqua di queste regioni dipende molto dalle falde sotterranee: basti pensare che Bangladesh, Cina, India, Nepal e Pakistan insieme usano circa la metà dell'acqua da qui proveniente. Viene particolarmente utilizzata in agricoltura, con misure per collegare fra loro le attività di piccoli proprietari terrieri per diminuirne il costo che tuttavia risente molto l'effetto dell'aumento demografico. Anche la Cina usa in maniera massiccia acqua da falde acquifere per usi agricoli, ove però si è riscontrato che il 97% di queste falde sono inquinate, con il rischio che i cittadini bevano acqua inquinata.

1.4 Regione Arabica

Riguardo la regione arabica, il problema principale risiede nella effettiva scarsità fisica di acqua.
Circa il 75% della popolazione vive sotto il livello di scarsità di acqua stabilito, e circa la metà addirittura sotto estrema scarsità (ossia con un quantitativo inferiore ai 500 m^3 annui pro-capite). I cambiamenti climatici peggiorano ulteriormente la situazione, dato che si prevede che entro il 2040 l'aumento di temperatura medio della regione sarà di circa 2°C con danni causati da imprevedibili e infrequenti alluvioni improvvise. Questo ha portato i governi locali a studiare piani per ricaricare le falde sotterranee, riusando acqua da queste alluvioni tramite il suo stoccaggio. Nonostante questo, persiste una situazione di generale mancanza di acqua che impedisce di effettuare pianificazioni a lungo termine per lo sviluppo di quest'area. Mediamente l'attività più redditizia rimane l'agricoltura, con politiche mirate a migliorare i programmi per l'irrigazione, per riutilizzare l'acqua di scarto e tecnologie per catturare acqua e conservarla. Dal punto di vista energetico, nonostante molti paesi siano ricchi di petrolio e gas naturale, come fonte di acqua la desalinizzazione rimane una via ancora non sostenibile finché fonti energia alternative non vengono esplorate, per cui in questa direzione sono stati fatti molti investimenti nella regione per modificare il mix energetico introducendo energia nucleare per poterlo combinare direttamente con la dissalazione per diminuire l'incidenza delle fonti fossili. Tuttavia è noto che nella regione arabica persistono conflitti armati, e questo ha aumentato il costo del pompaggio dell'acqua su grandi distanze riducendo la capacità di approvvigionamento.
In generale se si considera che circa il 66% dell'acqua consumata deriva dall'estero, questo ha reso la regione ancora più sensibile alle importazioni. Tutt'oggi il 15% degli abitanti non ha accesso a fonti di acqua sviluppate e il 20% non ha accesso ai comuni servizi di sanità e igienici.

1.5 America Latina e Caraibi

Nonostante miglioramenti nell'ultimo decennio, l'America Latina rimane una zona in cui vi è una eccessiva percentuale di povertà nella popolazione (circa il 28%, ossia 160 milioni di persone) perciò le politiche nazionali mirano sopratutto allo sviluppo economico, che comunque dipende molto da esportazioni di beni la cui produzione consuma grandi quantità di acqua.
I problemi sono legati a dove è locata la maggior parte della popolazione e delle attività produttive (in zone relativamente asciutte e sub-umide) con conseguenti conflitti per l'accesso alla risorsa e alla crescita economica e demografica che porta con sé un aumento della domanda di servizi.
E' da considerare inoltre che non vi è una efficiente politica per la gestione dell'acqua e perciò i governi locali si sono imposti come priorità una integrazione sostenibile della gestione delle risorse in un contesto socio-economico altrettanto sostenibile, nonostante rimanga prioritario lo sviluppo economico. Una sfida è fornite acqua potabile e per servizi igienici alla popolazione partendo dal fatto che è un diritto dell'uomo poterne usufruire, con conseguenti investimenti nella copertura dei servizi e nel collegamento di piccoli proprietari terrieri. Un peso sempre maggiore è assunto dal trattamento delle acqua reflue, e negli anni si cercherà di investire in tecnologie per il trattamento. Molti scontri vi sono stati per interessi commerciali nell'introduzione di impianti idroelettrici o attività estrattive con una politica di tutela ambientale sostenuta da piccole popolazioni locali o indigeni.

1.6 Africa

L'Africa come continente sta mirando a rafforzare il proprio sviluppo sociale ed economico e ottenere una partecipazione sempre maggiore ai dibattiti economici mondiali per poter garantire alla generazioni future una situazione sostenibile.
Alcuni paesi del sud hanno il più rapido tasso di sviluppo a livello mondiale, che però non si è ancora consolidato tramite la trasformazione delle strutture economiche di questi paesi ancora basati sulla esportazione di prodotti agricoli e minerari. L'imprevidibilità delle precipitazioni è un grave problema per un paese che si basa principalmente sull'agricoltura, per cui per garantire uno sviluppo sostenibile è necessaria un accesso più continuo a tale risorsa e permetterebbe una situazione economica stabile per permettere crescita per i prossimi decenni. Il processo perciò prevede una radicata politica di gestione dell'acqua per poter favorire cibo, salute ed energia per uno sviluppo sostenibile.
Le principali sfide per il paese si riferiscono alle infrastrutture per la crescita economica, alla gestione e protezione risorse di acqua, ad una accettabile condizione di approvvigionamento e sanitaria, alla adattabilità ai cambiamenti climatici e su investimenti nel settore di gestione acqua e una generale educazione sul suo uso. Basti pensare che solamente il 5%

delle risorse idriche africane sono sviluppate e mediamente vi è un consumo pro-capite di 200 m^3 annui, nulla se comparato ai 6000 del Nord America; il 36% della popolazione non ha accetto ad affidabili fonti di acqua e il 70% non gode di adeguata condizione sanitaria e igienica. Investimenti nelle infrastrutture sono necessari dato che il paese investe molto sull'agricoltura che però usa ancora tecniche poco redditizie, per aumentare l'efficienza permetterebbe alla popolazione di diminuire il peso delle esportazioni e iniziare ad usare personalmente i propri prodotti come via per una crescita economica.

1.7 Stato dell'arte

Per far fronte alle problematiche sopra citate, negli anni sono state affrontate molte sfide a livello tecnologico per sviluppare metodologie e tecnologie per produrre acqua potabile, con lo scopo di creare una valida alternativa al normale consumo di acqua dolce e cercare di calare l'attuale divario fra disponibilità e richiesta. Ad oggi, le principali alternative per l'approvvigionamento di acqua sono il trasporto esterno, la desalinizzazione e l'estrazione di umidità dall'aria ambiente; in particolare, queste ultime due tecnologie sono da anni frutto di ricerca riguardo l'ottimizzazione e la loro applicazione. E' importante ricordare che ulteriori ricerche sono state sviluppate nell'integrazione di metodologie per produzione di acqua direttamente all'interno di impianti di climatizzazione.

1.7.1 Dissalazione

I processi di dissalazione hanno come scopo quello di rendere potabile acqua di mare tramite la sua separazione dalla salamoia. Questa è resa possibile dalla differente concentrazione parziale di vapore acqueo fra aria ambiente e la superficie dell'acqua salata ottenuta tramite l'applicazione di una fonte di calore. Alcuni studi come [8] hanno proposto l'applicazione della fonte solare per rendere il più possibile rinnovabile il processo.

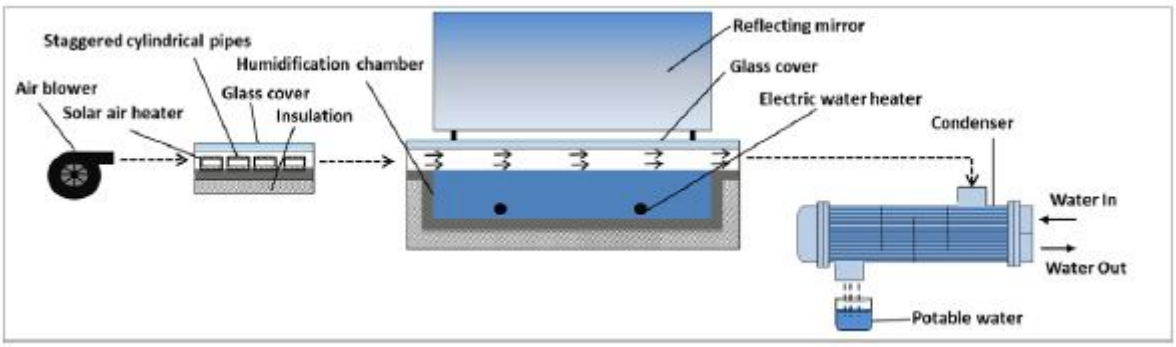


Figura 1.3: Dissalazione solare [8]

Il suddetto prototipo utilizza aria ambiente riscaldata attraverso l'impiego di collettori solari ad aria, attraverso il quale l'aria viene scaldata per aumentarne la capacità

di assorbire vapore acqueo. Questa entra poi all'interno di una camera in cui l'acqua salata viene riscaldata attraverso resistenza elettrica per favorire la migrazione di vapore acqueo dal pelo libero, di conseguenza l'aria in uscita è sia calda che umidificata considerando che la camera è anche riscaldata usando energia solare tramite una copertura in vetro e un riflettore per diminuire le perdite ottiche. Dopo questa fase è sufficiente un condensatore per poter portare la temperatura dell'aria sotto al punto di rugiada ed estrarne acqua liquida. La potenzialità di tecnologie solari impiegate per dissalazione decentralizzata (o HDH, Humidification-DeHumidification) di acqua in piccola scala è inoltre ribadita in [23]. Il funzionamento di queste tecnologie infatti è molto simile al comune ciclo dell'acqua attraverso cui l'acqua evapora dal mare, condensa in atmosfera e poi torna in terra/mare tramite precipitazioni. L'unica difficoltà dimostrata in questi impianti, comune a tutte le tecnologie in questo settore, è lo smaltimento della salamoia alla fine del processo di dissalazione. [16] ha studiato le performance di un sistema ibrido di adsorbimento/dissalazione accoppiato con un comune ciclo di raffreddamento basato un un evaporatore e un condensatore. Di base il funzionamento è basato sull'uso di due letti ad adsorbimento per operare simultaneamente in adsorbimento e rigenerazione e di una coppia condensatore/evaporatore, per cui vi sono due letti e due scambiatori di calore. La simulazione proposta utilizza due di questi cicli, accoppiandoli tramite uno scambiatore intermedio che opera come condensatore per il ciclo inferiore e come evaporatore per quello superiore. La condensazione/evaporazione avviene tramite l'uso di acqua, per cui in fase di adsorbimento nell'evaporatore l'acqua fornisce calore alla salamoia, attraverso la cui superficie vi è migrazione di vapore acqueo nel materiale adsorbente. Durante la fase di rigenerazione, il letto viene riscaldato da acqua calda e perciò il vapore acqueo precedentemente catturato migra nel condensatore dove dell'acqua più fredda ne permette la condensazione. Lo studio ha dimostrato il grande vantaggio di poter operare grazie all'utilizzo di evaporatore/condensatore a temperatura di condensazione più basse e di ottenere perciò facilmente acqua allo stato liquido.

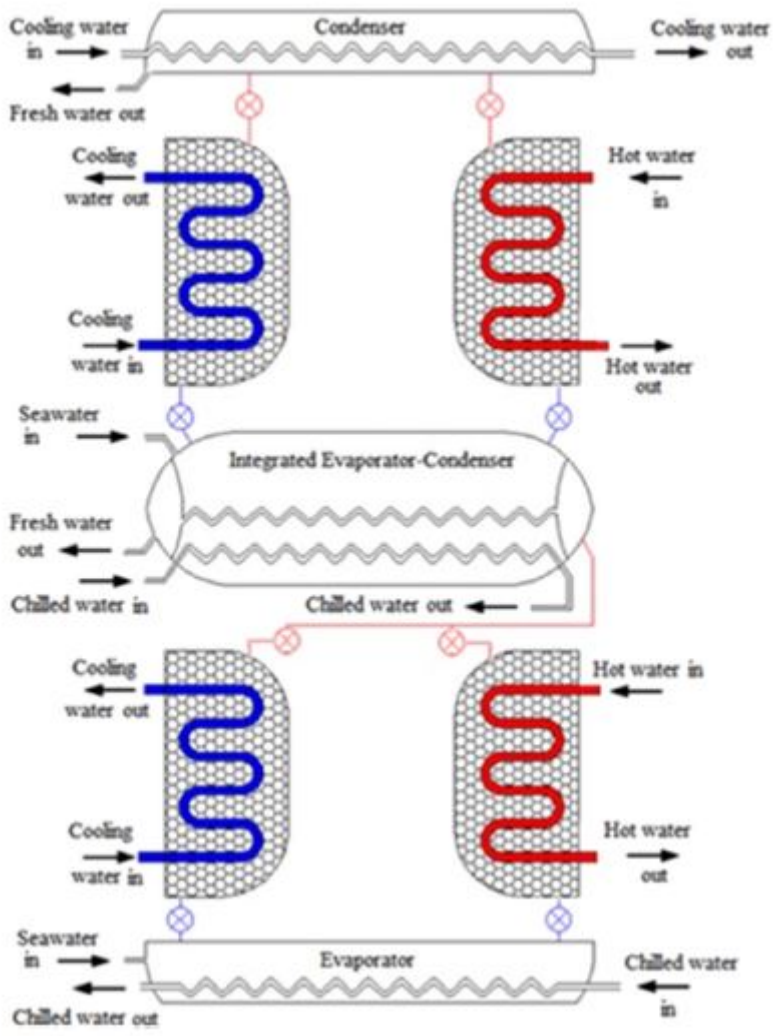


Figura 1.4: Dissalazione con adsorbimento [16]

In alternativa, in [9] è stato usato un collettore sottovuoto accoppiato con un umidificatore a bolle di aria e tubi di calore per la produzione di acqua allo stato liquido, dimostrando perciò una ulteriore applicazione della fonte solare. L'utilizzo di essiccanti liquidi combinato a un concentratore solare è stato dimostrato in [22] con l'obbiettivo di studiare la fattibilità di tale impianto nella città di Beirut per soddisfare sia fabbisogni di raffrescamento che di acqua potabile. Infine, è possibile dissalare acqua salata anche tramite prototipi che usano distillazione a membrana (MD, Membrane Distillation) come dimostrato in [17] per poter estrarre acqua potabile a temperature di esercizio relativamente basse, usando come fonte l'energia solare. Il prototipo in esame è formato da una successione di strati ugualmente composti da un layer di materiale idrofobico inserito compreso fra due layer di materiale idrofilico, uno dei quali funziona da evaporatore e uno da condensatore. Quest'ultimo è a contatto di uno strato di materiale metallico per permettere la conduzione del calore solare a questo strato. In sostanza, il calore fornito dal sole permette di riscaldare il layer evaporatore nel quale per capillarità vi è un certo

contenuto di acqua. L'incremento di temperatura genera una migrazione di vapore verso lo strato condensatore, in cui la condensazione di acqua genera calore che viene recuperato nella successiva fase di evaporazione. La membrana idrofobica serve per separare le fasi di vapore contenute nei due layer idrofilica; in alternativa, è stata studiata come alternativa anche uno strato di aria. Ciò che rende interessante questa applicazione è il solo utilizzo di calore solare come forza motrice del processo.

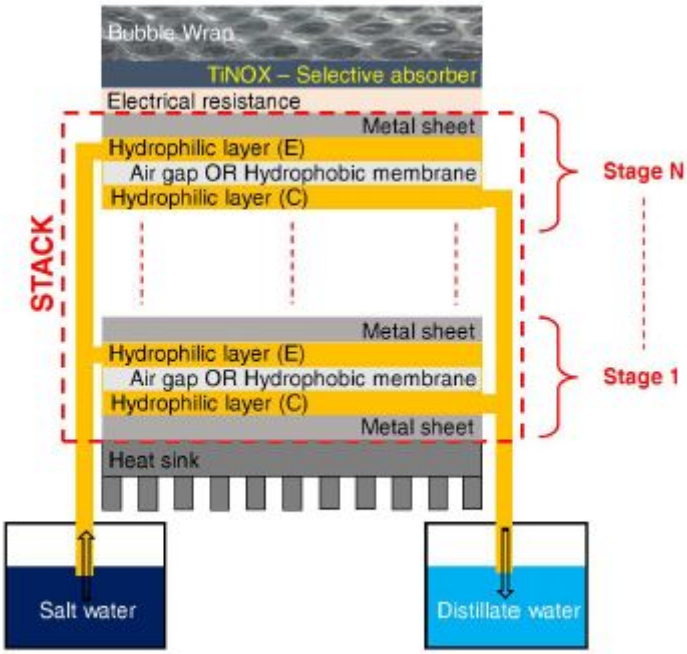


Figura 1.5: Schema distillazione solare [17]

1.7.2 Estrazione di umidità atmosferica

Una ulteriore possibilità per ottenere acqua potabile è quella di sfruttare come fonte l'aria ambiente, considerando che nell'atmosfera sono presenti circa 12900 km^3 di vapore acqueo che se vengono comparati con i 2107 dei fiumi (prima fonte di acqua dolce usata dall'uomo) la rendono una valida fonte alternativa e rinnovabile di acqua come visto in [30]. La produzione di acqua potabile è possibile tramite la sua cattura sotto forma di vapore acqueo in materiali sorbenti solidi/liquidi e la successiva fase di condensazione, raffreddando l'aria al di sotto del rispettivo punto di rugiada. [1] e [2] hanno investigato in maniera teoria il ciclo di assorbimento e rigenerazione di vapore acqueo da un materiale essiccante, dimostrando la teorica possibilità di produrre acqua. Di particolare interesse risulta la fase di rigenerazione: essa permette di desorbire il vapore acqueo presente nel materiale sorbente, con la seguente possibilità di catturare l'umidità precedentemente assorbita e farla condensare. In regioni desertiche e secche, come quelle arabiche, vi è notevole disponibilità annua di calore sotto forma di energia solare perciò sono state

investigate diverse applicazioni di materiali essiccanti accoppiate ad energia solare come fonte di calore per la rigenerazione ([4], [6], [7], [11], [13], [21] e [26]).
Un tipico esempio ne è il lavoro di M. Kumar e A. Yadav in [6], rappresentato di seguito:

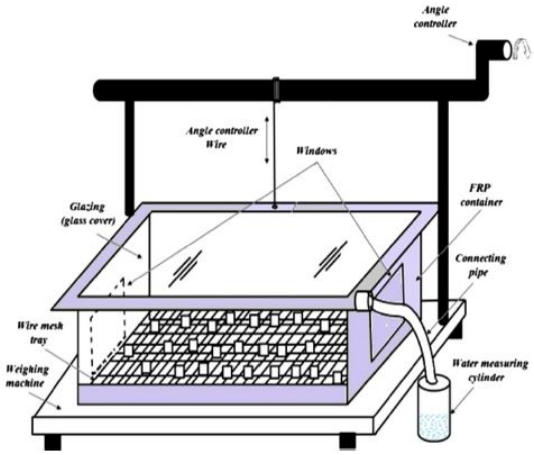


Figura 1.6: Schema funzinamento di [6]

L'apparato si compone essenzialmente di un vetro, un cilindro per la raccolta di acqua, di un telaio al cui interno è posizionato il materiale essiccante, nel caso è una miscela di cloruro di calcio e una schiuma floreale. L'idea principale consiste nell'usare il calore solare durante il giorno per desorbire il materiale, perciò la fase di assorbimento avviene durante la notte. Durante quest'ultima il sistema viene posto in comunicazione con l'ambiente tramite l'apertura di serrande, per cui l'aria è libera di fluire all'interno della struttura e di depositarvi vapore acqueo. Questa fase dura finché l'umidità superficiale nel materiale non eguaglia quella dell'aria ambiente, ottenendo perciò una condizione di equilibrio fra le pressioni parziali di vapore acqueo fra sorbente e aria. Durante il giorno, il sistema viene invece chiuso e l'irraggiamento solare incidente riscalda il materiale, per cui l'ambiente interno al sistema tenderà a caricarsi di umidità e a produrre condensa sulla superficie interna della copertura vetrata, che poi verrà drenata ed estratta. Il vantaggio di questo prototipo è la sua semplicità e l'assenza di consumo di energia, dato che l'aria fluisce per convezione naturale. Dato che l'effettivo sorbente è il cloruro di calcio, sono stati effettuati test per differenti concentrazioni di quest'ultimo nella schiuma.
[7] ha proposto un sistema simile al precedente ma di geometria piramidale a cui diverse altezze sono posti delle piastre con materiale assorbitore (di calore) e assorbente a base di $CaCl_2$. Le pareti sono rappresentate da superfici vetrate. Di notte l'aria fluisce liberamente all'interno dell'apparato depositandone umidità, mentre di giorno il calore viene catturato dal materiale scuro e opaco dell'assorbitore per ridurre perdite termiche, con conseguente aumento di temperatura e cessione di vapore acqueo dal materiale essiccante che condensa sul retro della piastra soprastante e sulla cima del prisma.
[30] ha invece proposto un prototipo differente, in cui il sistema di deumidificazione e di

condensazione sono separati, l'aria circola in condizione di convezione forzata con l'ausilio di un ventilatore e il calore viene fornito da un serbatoio di acqua calda. Come sorbente si sono usati grani di silica gel distribuiti in una batteria alettata.

Figura 1.7: Impiato di [30]

Analogamente ai casi precedenti, l'aria viene mandata sul letto adsorbente e poi rigettata in ambiente durante l'adsorbimento, mentre durante la rigenerazione una valvola a 4 vie chiude il circuito e l'aria condensa su delle batterie raffreddate ad acqua. Prima della condensazione, un recuperatore di calore a flussi incrociati permette di recuperare calore per preriscaldare l'aria in ingresso alla batteria ed aumentare l'efficienza del processo. In questo modo bisogna tenere conto delle condizioni ambientali e della potenza del ventilatore per fare una valutazione delle prestazioni.
In maniera totalmente differente ma altrettanto interessante, [47] ha investigato il processo di water harvesting tramite l'utilizzo di elementi termoelettrici Peltier, comunemente usati per raffreddare circuiti elettronici dei computer.

Figura 1.8: Generatore acqua ad effetto Peltier [47]

In generale questi moduli sono costituiti da due superfici connesse fra loro da uno strato di materiale semiconduttore con drogaggio p (eccesso lacune) ed n (eccesso elettroni). L'accoppiamento di questi due strati forma una barriera di potenziale elettrico che per poter condurre stabilmente corrente deve essere superata tramite l'applicazione di una

tensione ai capi del dispositivo. Quando questo accade, gli elettroni spontaneamente assorbono energia sotto forma di calore da una superficie e lo cedono in quella superiore in maniera continua, per cui l'effetto che si ottiene (noto appunto come effetto Peltier) è del raffreddamento di un termostato a temperatura ambiente usando elettricità similmente ad un ciclo frigorigeno/pompa calore. In [47], la superficie fredda viene usata per condensare il vapore acqueo prelevato dai due ventilatori raffreddando l'aria sotto al punto di rugiada; contemporaneamente, l'alettatura presente sulla superficie calda permette di dissipare il calore presente nella faccia riscaldata.

1.7.3 Impianti HVAC

La principale differenza fra gli impianti di climatizzazione e quelli precedentemente visti per estrazione umidità dall'atmosfera sta nel fatto che nel primo gruppo a deumidificazione è parte integrante dell'impianto, perciò tratta aria che deriva dall'ambiente climatizzato e non direttamente aria ambiente come nel secondo gruppo, nonostante il processo che porta alla produzione di acqua sia molto simile per l'uso di processi di adsorbimento-desorbimento.
L'utilizzo di materiali per la deumidificazione fa sì che essi diventino il principale componente per il controllo di calore latente dell'impianto, mentre la quota sensibile viene in genere gestita da un raffreddatore evaporativo prima dell'immissione in ambiente. L'aria in uscita dall'ambiente climatizzato viene poi riscaldata per poter rigenerare il materiale e essere reimmessa in ambiente: questo è il caso tipo dei sistemi DEC (Desiccant Evaporative Cooling) , come mostrato da [3], [5] e [24], in cui trovano ampio impiego collettori solari ad acqua e aria.

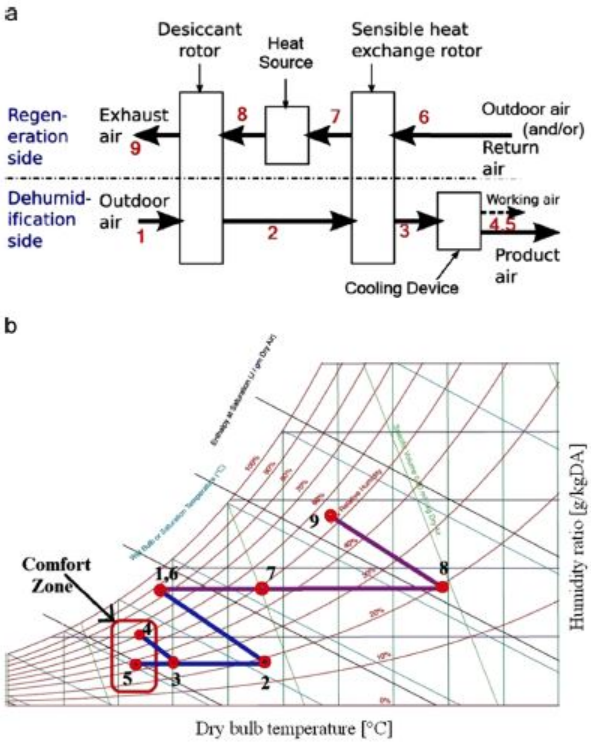


Figura 1.9: DEC system in [3]

[12] ha proposto una modifica: l'uso di un pannello termico PVT permette contemporaneamente di produrre energia elettrica e di riscaldare continuamente l'aria in un circuito chiuso, usata per rigenerare dall'altro lato il sorbente in un rotore essicante e far condensare l'umidità presente in uno scambiatore di calore. L'aria usata per questo raffreddamento dall'altro lato dello scambiatore è una frazione di quella trattata effettivamente per l'ambiente interno.

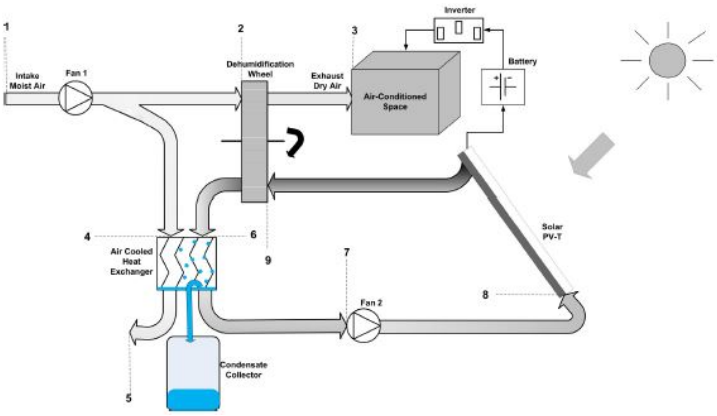


Figura 1.10: Sistema DEC proposto da [12]

[14] ha verificato l'effettiva quantità di umidità presente e trattata all'interno di un impianto di condizionamento HVAC per un albergo situato lungo la costa negli Emirati

Arabi, dimostrando una grande quantità di acqua disponibile sia per usi interni che per produzione acqua potabile tramite successiva condensazione. In maniera simile, [19] ha dimostrato tramite il confronto di un tipico sistema HVAC e uno con integrata produzione di acqua ad Abu Dhabi che è possibile ottenere una percentuale di fabbisogno di acqua potabile da questi impianti , riducendo anche il consumo per una quota variabile dal 7 al 19%.
Diverso è il caso analizzato da [18] che studia diverse configurazioni di un impianto di condizionamento aria tramite la graduale introduzione di un raffreddatore evaporativo al posto di un umidificatore a vapore e di un recuperatore di calore. Lo studio in particolare analizza se posizionare il suddetto recuperatore di calore e raffreddatore evaporativo prima o dopo il ricircolo dell'aria. Per semplicità viene analizzata solo una configurazione:

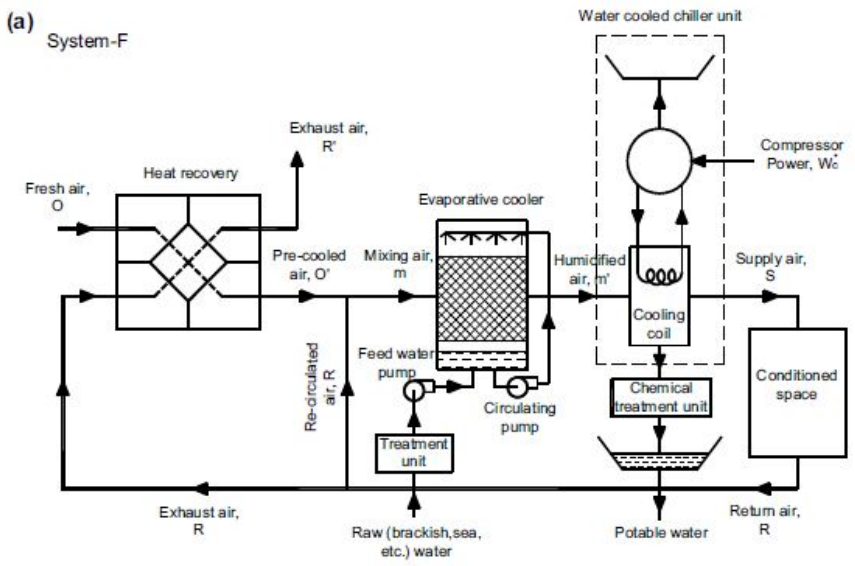


Figura 1.11: Configurazione [18]

Come si vede dalla immagine precedente, l'acqua marina viene prima trattata e poi nebulizzata prima di essere messa in contatto con l'aria processata. In questa fase vi è un forte calo di temperatura da parte dell'aria a causa dell'assorbimento di calore latente da parte del vapore acqueo introdotto che quindi tenderà a condensare. L'aria in uscita alimenta un ciclo a compressione di vapore, che estrae calore dall'aria portandola fino sotto il suo punto di rugiada e dando luogo alla condensazione. E' dimostrata perciò la possibilità di integrare il trattamento di acqua salata all'interno di impianti di climatizzazione, che previo trattamento iniziale ne esce sotto forma di acqua potabile. Il problema inerente questa tipologia è rappresentato dallo smaltimento o uso futuro della salamoia inizialmente ottenuta, non sempre facile da gestire neanche dagli impianti di desalinizzazione.

2 Prototipo sperimentale

Il prototipo sperimentale in esame si compone essenzialmente di una batteria alettata riempita di grani di silica gel, di un condensatore in cui è stato alloggiato anche uno scambiatore di calore a flussi incrociati e dei canali dell'aria che li collegano.
Il progetto è stato inizialmente realizzato su Solidworks per poi essere assemblato in loco. Il telaio in cui è alloggiata il letto di silica gel e del condensatore e i canali dell'aria sono realizzati tramite lamiere in alluminio, fatta eccezione per la vasca di condensazione dell'acqua che invece è stata realizzata in acciaio inossidabile.

Figura 2.1: Prototipo assemblato

Figura 2.2: Prototipo assemblato con isolante

Per migliorare l'efficienza termica del processo, l'intera struttura è stata ricoperta di neoprene per le sue proprietà isolanti così da ridurre dispersioni termiche verso l'esterno. Questi è anche presente nei punti di contatto delle lamiere, al fine di migliorarne la tenuta e ridurre eventuali fughe di aria. Il sistema di condensazione è rappresentato da una UTA (Unità Trattamento Aria) alla cui estremità è alloggiato un radiatore che permette di raffreddare l'acqua del circuito di condensazione con una portata di circa 600 m^3/h che viene prelevata a condizione ambiente del laboratorio. Il riempimento dei circuiti idraulici è stato effettuato grazie a dei gruppi di caricamento prelevando acqua dalla rete idrica fino a totale riempimento delle tubazioni. Il circuito primario è realizzato interamente in multistrato e sono state necessarie due derivazioni per poterlo connettere alle tubazioni di mandata e ritorno del serbatoio di acqua calda, mentre i collegamenti per il circuito di condensazione sono in PVC. Il circuito idraulico comprendente la batteria alettata (secondario) è stato inoltre equipaggiato con una valvola di sfogo aria tenuta aperta nella fase di riempimento e chiusa prima del normale funzionamento. Lo scarico dell'acqua condensata è comandato dall'apertura di una valvola a 2 vie motorizzata.

Figura 2.3: Unità trattamento aria

Figura 2.4: Condotto mandata UTA

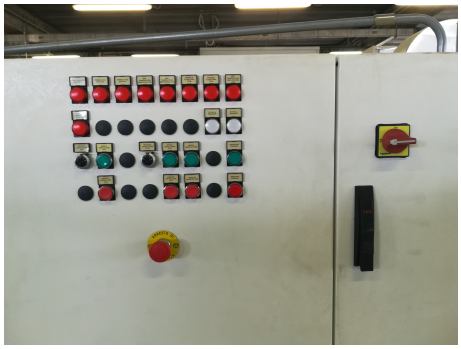


Figura 2.5: Comandi UTA

Il circuito idraulico secondario del sistema è connesso tramite uno scambiatore di calore a piastre ad un circuito primario, il quale fornisce calore al precedente tramite acqua a circa 60 gradi centigradi prelevata da un serbatoio. Quest'ultimo è riscaldato da una comune resistenza elettrica da 1,25 kW_{el}. Inoltre nel circuito primario sono presenti due vasi di espansione per prevenire dilatazioni volumetriche dell'acqua derivanti da inaspettati aumenti di temperatura, allacciamenti idraulici alle tubazioni derivanti da un impianto solare, una pompa di circolazione e un sensore di portata. Oltre a questi, le derivazioni verso l'impianto in esame si vedono sulla sinistra della immagine successiva:

Figura 2.6: Idraulica circuito primario

Il circuito idraulico secondario è alimentato in fase di rigenerazione da una pompa di marca ZKSL alimentata in DC-24V, in grado di erogare una potenza nominale di 86,4 W con una portata di 1560 l/h con un carico idrostatico massimo di 15 metri. La circolazione continua dell'aria è invece garantita da un ventilatore Ebppapst anch'esso alimentato in DC-24V con una potenza nominale di 42 W a 3000 giri/min. L'apertura/chiusura della valvola a 4 vie è comandata da un attuatore meccanico Belimo NM24A, funzionante a DC/AC-24V in ingresso, a bassissimo consumo (1,5 W in funzionamento) ed erogante una coppia minima di 10 Nm. La rotazione richiesta per deviare il flusso di aria deve essere di 90° e viene ottenuta in circa 150 secondi. La valvola di scarico, marca Cimbero e modello 603RE, è l'unico componente ad essere alimentato direttamente 230V e il suo funzionamento viene comandato da un relè tramite un input digitale inviato da monitor.

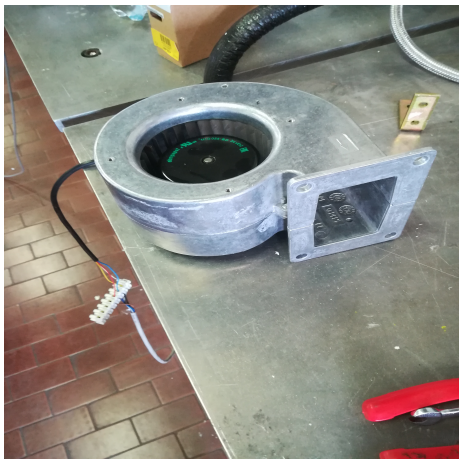


Figura 2.7: Ventilatore

Figura 2.8: Attuatore meccanico valvola 4 vie

Figura 2.9: Valvola di scarico

Infine, lo scambiatore alettato rappresenta la struttura portante all'interno della quale è stato effettuato il riempimento di sfere di silica gel. Le tubazioni sono in rame con diametro di 18 mm, mentre l'alettato è rappresentato da sottili lamine di alluminio dello spessore di circa 0,2 mm, montate con passo di circa 5 mm l'una dall'altra, garantendo una superficie alettata di circa 14 m^2. La grande superficie di scambio termico consente una fornitura uniforme di calore all'intero volume in fase di scambio termico quando all'interno dei tubi in fase di rigenerazione circola acqua a temperature relativamente più alte, garantendo una distribuzione omogenea della temperatura. Le dimensioni (nella forma altezza-larghezza-profondità) sono di 10x65x65 cm, in cui la cross section (area attraversata frontalmente dal flusso di aria) è stata calcolata come prodotto fra l'altezza e la larghezza del componente. All'altezza vanno aggiunti le quote di due profili di alluminio dell'altezza di 1 cm usati per adattare il telaio alla struttura, portando cosi l'altezza a 12 cm e permettendo un ulteriore volume disponibile per il materiale essiccante, la quale massa immessa all'interno dello scambiatore è di circa 24,13 kg.

Figura 2.10: Scambiatore alettato prima del riempimento

Figura 2.11: Scambiatore alettato

2.1 Schema teorico

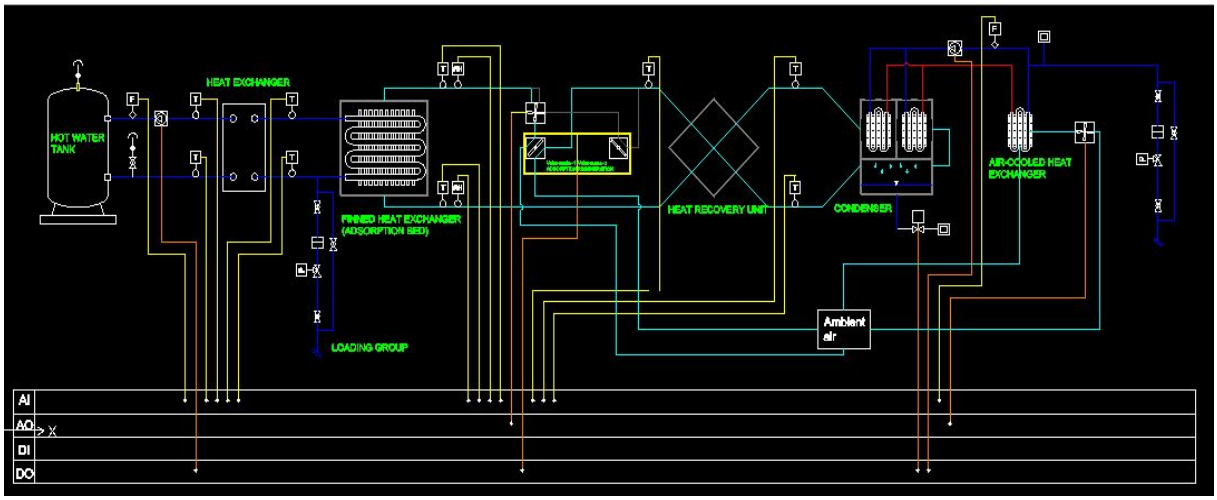


Figura 2.12: Schema funzionale prototipo

L'impianto in analisi schematicamente riportato in figura 2.12 è suddiviso principalmente da tre parti: il serbatoio di acqua calda, la batteria alettata riempita di silica gel e il condensatore.
Il serbatoio è connesso tramite tubazioni in multistrato ad uno scambiatore a piastre che rappresentano il circuito primario di riscaldamento. Dall'altro lato dello scambiatore vi sono le tubazioni che alimentano la batteria alettata con acqua calda, circuito secondario. Per quanto riguarda il sistema letto adsorbente-condensatore questi sono collegati tramite condotti in lamiera di diametro di 12 cm al cui esterno è stato applicato uno strato di materiale isolante (neoprene).
In fase di adsorbimento, la porzione di impianto interessata è solamente quella comprendente batteria e condensatore dato che non vi è fornitura di calore. Come si vede dallo schema soprastante, l'aria viene continuamente prelevata dall'ambiente da un ventilatore montato su una valvola a 4 vie, la cui configurazione fa si che l'impianto sia un circuito aperto. L'aria prelevata fluisce all'interno delle cavità di vuoto fra i grani di silica gel e del banco di alette e deposita umidità sul materiale essiccante, pertanto nelle fasi iniziali di questo processo la temperatura dell'aria tenderà a salire. Questo perché il processo subito dall'aria è simile ad una deumidificazione isoentalpica, dove la diminuzione del titolo genera un aumento di temperatura a causa di una acquisizione di calore latente di evaporazione. Dopo questa fase, l'aria entra nell'apparato di condensazione senza però subire variazioni e viene reimmessa in ambiente.
In fase di desorbimento (o rigenerazione) invece la configurazione della 4 vie deve permettere la continua estrazione della umidità già presente nel letto per cui non si deve rinnovare l'aria di processo con aria esterna; di conseguenza, la chiusura della valvola deve "chiudere" il circuito evitando scambi di massa con l'esterno. In questa fase la batteria alettata

è mantenuta costantemente a temperature relativamente alte grazie ad una pompa di circolazione che preleva costantemente calore dallo scambiatore a piastre, e quindi indirettamente dal serbatoio di acqua calda. Il calore fornito permette di innalzare la tensione di vapore dell'aria nei pori di silica gel, per cui l'aria mandata dal ventilatore ora ha il compito di estrarre umidità dalla batteria in maniera continua. Inoltre, il calore permette di evitare abbassamenti di temperatura del letto a causa della cessione di umidità (e di calore latente) e si ha come risultato una continua deumidificazione isoterma e maggiori quantitativi di acqua estratta. L'aria umida e calda successivamente entra nel condensatore. In una prima fase, il recuperatore di calore a flussi incrociati permette di scambiare calore sensibile con l'aria in uscita, sfruttando una quota che andrebbe altrimenti persa, mantenendo costante il quantitativo di acqua presente e facilitando la condensazione del vapore acqueo nella fase successiva data la minor temperatura dell'aria. Dopodiché grazie a una coppia di radiatori raffreddati ad acqua l'umidità presente nell'aria riesce con continuità a condensare acqua liquida e ad uscire dal condensatore, dopo il preriscaldamento dal recuperatore di calore. In questa fase vi è un circuito aggiuntivo rappresentato dal circuito di condensazione, in cui l'acqua nei radiatori usata per far condensare il vapore acqueo viene nuovamente raffreddata da una certa portata di aria per poter riprendere il funzionamento.
Lo schema in figura 2.12 riporta anche il posizionamento di sensori di temperatura e umidità relativa in punti strategici dell'impianto, i più rilevanti dei quali sono ingresso e uscita dal letto adsorbente. Sensori di temperatura sono inoltre montati in uscita dal recuperatore, in ingresso e uscita dai radiatori condensanti, sul canale UTA e sui quattro lati dello scambiatore di calore a piastre (ingresso/uscita primario e secondario). La portata dei circuiti idraulici è controllata da pompe di circolazione rispettivamente sul primario, secondario e circuito di condensazione; la portata di aria è invece controllata da un ventilatore ed è calcolata tramite una serie di prove illustrate nei capitoli successivi.

2.2 Alimentazione elettrica e sensori

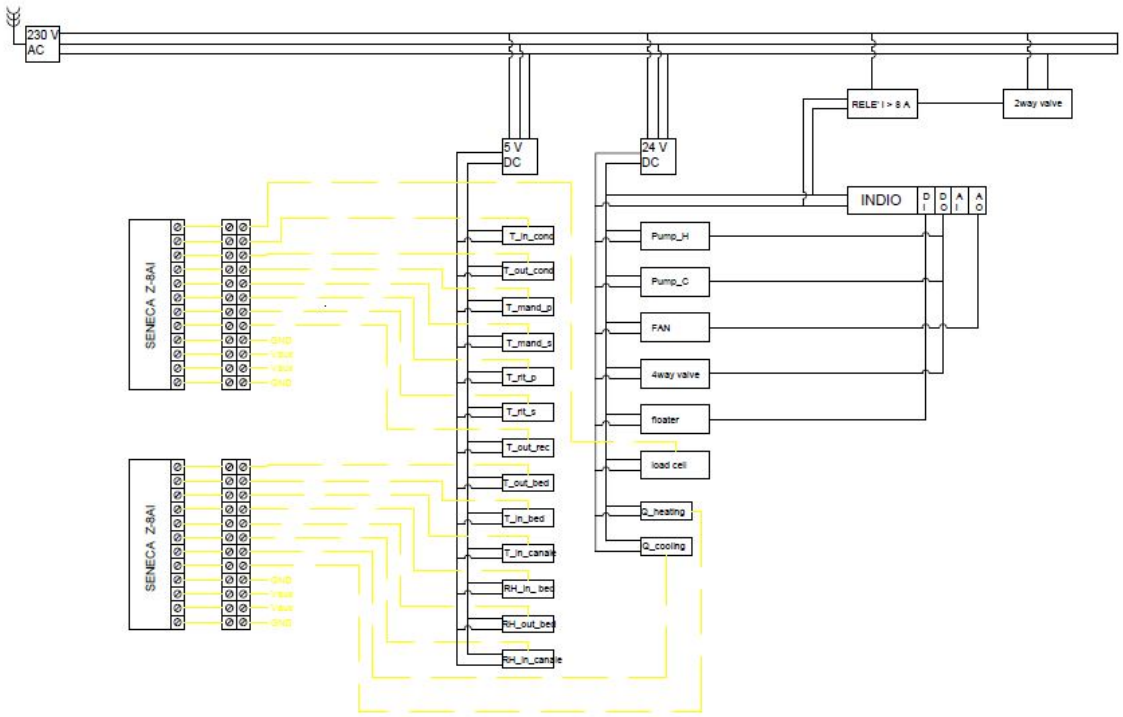


Figura 2.13: Impianto elettrico del prototipo

Il prototipo è stato dotato di sensori per misurare i parametri principali di interesse nel processo, e questi sono per l'aria la temperatura e la umidità relativa. I punti in cui viene misurata la temperatura sono ingresso e uscita dalla batteria alettata, ingresso e uscita dal recuperatore di calore e uscita dalle batterie di condensazione. Inoltre, un sensore di temperatura è stato montato sulla sezione di uscita del condotto della UTA. I sensori RH sono stati posti invece in ingresso e uscita dalla batteria e sulla sezione della UTA. Il posizionamento di entrambe le tipologie di sensori in ingresso e uscita dalla batteria alettata consente di calcolare anche il titolo dell'aria che vi viene processata. I sensori per la portata di acqua controllano la portata proveniente dal circuito primario e l'acqua di condensazione. Le temperature di interesse per misurazioni lato acqua sono quelle in ingresso e uscita (lato primario e secondario) dello scambiatore intermedio.

Sensore	Misura	Accuratezza	Quantità	Alimentazione
Texas Instruments LM35	Temperatura	+/- 0,5 °C	10	5 V-DC
Honeywell HIH-4000	Umidità relativa	+/- 3,5% RH	3	5 V-DC
Riels LFE	Portata	+/- 0,5% F.S.	2	24 V-DC
Variohm AL6N	Peso	+/- 1,8%	1	24 V-DC

Tabella 2.1: Elenco sensori installati

Di seguito sono riportati anche i componenti installati sul circuito secondario in cui è presente il sistema adsorbente:

Componente	Modello	Quantità	Alimentazione
Attuatore meccanico valvola 4 vie	Belimo NM24A	1	24 V-DC
Valvola 2 vie motorizzata	Cimberio 603RE	1	230 V-DC
Ventilatore	Ebm Papst G1G108	1	24 V-DC
Pompa	ZKSJ DC50E	1	24 V-DC

Tabella 2.2: Elenco componenti circuito batteria adsorbente

L'azionamento della valvola a 2 vie motorizzata installata è comandata da un relè ad innesto per circuito stampato Finder 40.52. I sensori di temperatura per l'aria e l'acqua sono circuiti integrati di tipo analogico e possono reggere da -55°C a 150°C con una precisione di ± 1/4°C tarata a 25°C. Quelli misuranti l'RH dell'aria sono invece dei polimeri termoindurenti con circuito integrato per fornire il segnale in uscita, mentre i sensori di portata usati sono dei flussimetri digitali a induzione elettromagnetica. Queste tipologie di sensori danno in uscita un segnale analogico proporzionale al valore che misurano.

2.3 Misurazioni cella di carico

La cella di carico è il modello AL6N, marca Variohm.

Figura 2.14: Cella di carico

E' formata da una piccola piattaforma in alluminio in grado di reggere 100 kg di peso e che funziona come trasduttore elettronico, comunicando in uscita un segnale analogico proporzionale alla forza che viene applicata su essa, che induce quindi una deformazione meccanica. La forza in esame è appunto il peso esercitato dalla struttura posta sopra essa, rappresentato da batteria alettata, grani silica gel e dall'insieme telato e isolante.
Per poter dare significato alle sue misurazioni, una taratura iniziale è necessaria al fine di poter correlare direttamente con una caratteristica il segnale in tensione in uscita con l'effettivo peso misurato. Il dato misurato dalla cella di carico è molto importante dato che l'unica variazione di peso possibile durante la fase di adsorbimento e di rigenerazione

è dovuta allo scambio di umidità fra letto e aria. Di conseguenza, durante l'adsorbimento il suo aumento di peso sarà uguale alla massa d'acqua trattenuta, mentre durante la rigenerazione il suo peso calerà a causa della deumidificazione.

Figura 2.15: Posizionamento campioni su telaio della cella di carico

La taratura è effettuata ponendo un numero sufficientemente grande di campioni di peso di circa 1 kg sopra il telaio come mostrato in figura 2.15, attendendo circa un minuto fra una misura e l'altra per permettere al segnale della cella di arrivare a convergenza. I dati ottenuti sono stati infine raggruppati nella tabella 2.3 e confrontati con il peso di volta in volta calcolato, per poterne verificare l'errore.

PESO			CELLA CARICO
$N°$	**kg**	**kg tot**	**kg tot**
Legno appoggio	0,99	0,99	0,97
1	1,0842	2,0742	2,042
2	1,0838	3,158	3,102
3	1,0859	4,2439	4,17
4	1,0879	5,3318	5,238
5	1,0818	6,4136	6,307
6	1,073	7,4866	7,352
7	1,0868	8,5734	8,42
8	1,0849	9,6583	9,48
9	1,0822	10,7405	10,54
10	1,0851	11,8256	11,62
11	1,0828	12,9084	12,68
12	1,0814	13,9898	13,74
13	1,0858	15,0756	14,8
14	1,0834	16,159	15,87
15	1,0815	17,2405	16,93
16	1,0836	18,3241	17,99
17	1,0824	19,4065	19,05
18	1,0814	20,4879	20,1
19	1,0859	21,5738	21,18
20	1,0854	22,6592	22,24
21	1,008	23,6672	23,22
22	1,9983	25,6655	25,18
23	1,9985	27,664	27,13
24	10,6725	38,3365	37,59
25	9,1153	47,4518	46,52
26	16,0665	63,5183	62,29
27	7,852	71,3703	69,96
28	6,748	78,1183	76,58

Tabella 2.3: Misurazioni cella di carico

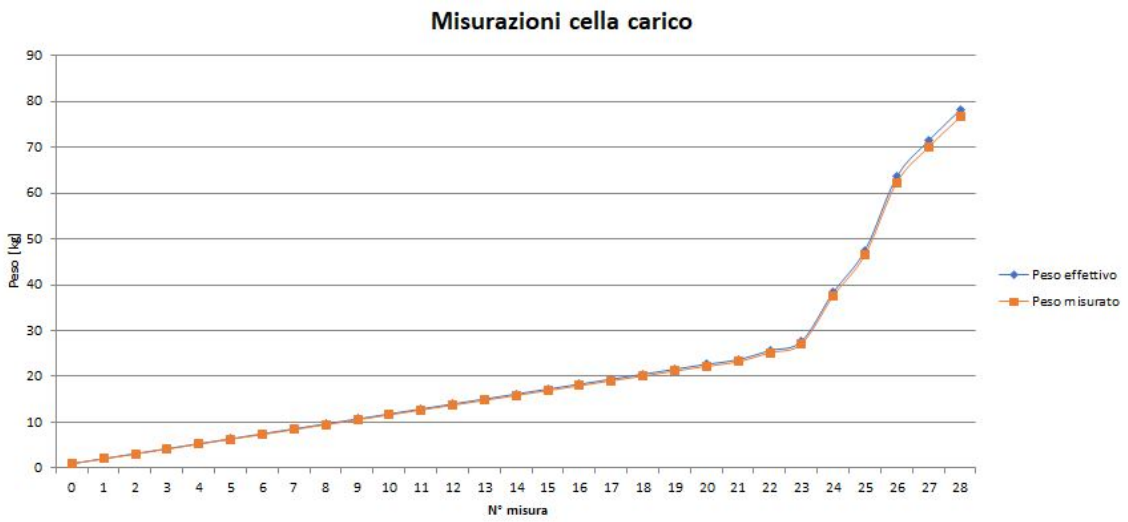


Figura 2.16: Grafico misurazioni cella di carico

Come si vede dalla tabella 2.3, le misurazioni effettuate dal sensore e dal peso calcolato presentano andamenti molto simili, con un errore relativo medio (calcolato rispetto al peso calcolato) del ±1,8%. Dal datasheet del componente si è verificato che il segnale in uscita è compreso fra 0-10 VDC, e dato che il range di peso che regge la cella è compreso fra 0-100 kg si è ottenuta la caratteristica della cella tramite la seguente formula:

$$W_c = 10\Delta V$$

dove ΔV rappresenta la tensione in uscita dal componente in Volt, mentre W_c la conversione di tale segnale analogico nel peso in kg.

2.4 Misurazioni con anemometro

Al fine di valutare le prestazioni del prototipo sperimentale, sono state compiute delle misure tramite un anemometro a filo caldo modello Testo 480 per valutare la velocità dell'aria e la sua portata in funzione della percentuale di potenza del ventilatore. Il suo funzionamento è determinato da una sonda la cui punta è dotata di una cavità con all'interno un sottile filamento di tungsteno. Il filamento viene inizialmente riscaldato ad una temperatura leggermente superiore a quella ambiente e quando viene esposto ad una corrente di aria ad una certa velocità tenderà a raffreddarsi. La misura della (incognita) velocità avviene tramite un segnale analogico in uscita proporzionale alla variazione di resistenza termica del filo, sfruttando il fatto che in alcuni metalli la resistenza termica è funzione della temperatura.

Figura 2.17: Anemometro Testo 480

La procedura ha richiesto l'inserzione dello strumento in un apposito alloggiamento nella sezione in uscita dalla batteria. Per fenomeni di attrito, in una data sezione del canale la velocità dell'aria tenderà ad assumere valore nullo in prossimità del diametro del condotto, mentre la sarà massima al centro, per cui sono state prese misure a diverse altezze. Questa fase è stata ripetuta sia per la fase di adsorbimento che per la fase di rigenerazione, variando la portata del ventilatore dal 20 al 100% con una variazione di 20 punti percentuale.

Quota[cm]	**Misura 1 [m/s]**	**Misura 2 [m/s]**	**Misura 3 [m/s]**	**Media**
1	0,06	0,07	0,06	0,0633
2	0,27	0,3	0,29	0,2867
3	0,33	0,34	0,34	0,3367
5	0,31	0,32	0,34	0,3233
7	0,31	0,33	0,3	0,3133
9	0,28	0,29	0,28	0,2833
11	0,29	0,28	0,27	0,2800

Tabella 2.4: Adsorbimento - Fan 20%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,26	0,23	0,25	0,2467
2	0,76	0,81	0,79	0,7867
3	0,82	0,86	0,83	0,8367
5	0,86	0,85	0,86	0,8567
7	0,74	0,79	0,76	0,7633
9	0,69	0,71	0,67	0,6900
11	0,66	0,65	0,65	0,6533

Tabella 2.5: Adsorbimento - Fan 40%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,56	0,19	0,21	0,3200
2	1,21	0,18	1,22	0,8700
3	1,3	1,27	1,28	1,2833
5	1,18	1,17	1,21	1,1867
7	1,12	1,13	1,15	1,1333
9	1,07	1,08	1,09	1,0800
11	0,93	1,02	0,94	0,9633

Tabella 2.6: Adsorbimento - Fan 60%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,48	0,28	0,38	0,3800
2	1,45	1,48	1,44	1,4567
3	1,52	1,49	1,48	1,4967
5	1,44	1,45	1,46	1,4500
7	1,27	1,29	1,3	1,2867
9	1,19	1,21	1,23	1,2100
11	1,12	1,15	1,16	1,1433

Tabella 2.7: Adsorbimento - Fan 80%

Quota [cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,43	0,36	0,44	0,4100
2	1,76	1,74	1,76	1,7533
3	1,8	1,75	1,83	1,7933
5	1,73	1,65	1,84	1,7400
7	1,66	1,61	1,64	1,6367
9	1,52	1,57	1,54	1,5433
11	1,38	1,36	1,44	1,3933

Tabella 2.8: Adsorbimento - Fan 100%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,01	0	0,01	0,0067
2	0,28	0,29	0,26	0,2767
3	0,31	0,32	0,32	0,3167
5	0,3	0,27	0,29	0,2867
7	0,26	0,24	0,25	0,2500
9	0,27	0,25	0,26	0,2600
11	0,23	0,28	0,26	0,2567

Tabella 2.9: Rigenerazione - Fan 20%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0	0,02	0	0,0067
2	0,63	0,67	0,65	0,6500
3	0,74	0,76	0,78	0,7600
5	0,75	0,74	0,76	0,7500
7	0,66	0,65	0,71	0,6733
9	0,57	0,6	0,63	0,6000
11	0,58	0,57	0,6	0,5833

Tabella 2.10: Rigenerazione - Fan 40%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,04	0,03	0,06	0,0433
2	0,74	0,84	0,93	0,8367
3	1,11	1,13	1,14	1,1267
5	1,15	1,18	1,17	1,1667
7	1,02	1,04	1,07	1,0433
9	0,93	0,89	0,94	0,9200
11	0,88	0,87	0,9	0,8833

Tabella 2.11: Rigenerazione - Fan 60%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,01	0,05	0,03	0,0300
2	1,1	1,08	1,07	1,0833
3	1,21	1,24	1,23	1,2267
5	1,25	1,28	1,25	1,2600
7	1,2	1,15	1,16	1,1700
9	1,12	1,06	1,13	1,1033
11	1,03	1,04	1,04	1,0367

Tabella 2.12: Rigenerazione - Fan 80%

Quota[cm]	Misura 1 [m/s]	Misura 2 [m/s]	Misura 3 [m/s]	Media
1	0,08	0,09	0,09	0,0867
2	1,25	1,4	1,37	1,3400
3	1,32	1,44	1,48	1,4133
5	1,42	1,46	1,49	1,4567
7	1,35	1,38	1,41	1,3800
9	1,24	1,26	1,27	1,2567
11	1,16	1,2	1,15	1,1700

Tabella 2.13: Rigenerazione - Fan 100%

Dato che per ogni prova ad ogni altezza sono state prese tre misurazioni, si è calcolata la velocità media. Dopo questa fase, Si è calcolata le velocità media sul condotto come media ponderata delle velocità medie precedentemente calcolate sulle aree a cui fanno riferimento, che sono settori circolari. Nella figura successiva sono illustrale le diverse altezze e sezioni di interesse in queste misurazioni:

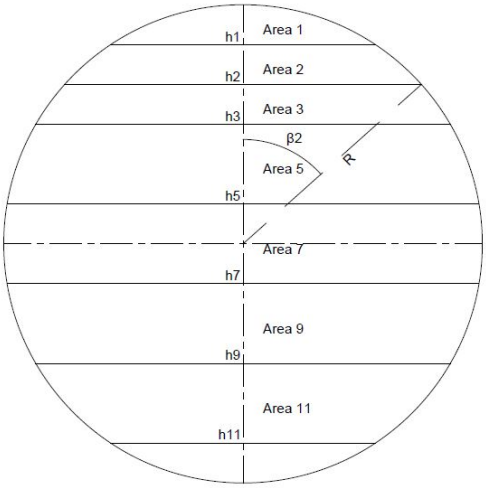


Figura 2.18: Suddivisione sezione del condotto

in cui R è il raggio del condotto ed è pari a 6 cm. L'altezza del sensore dell'anemometro è lungo circa 1 cm, per cui le misure sono state fermate a 11 cm e non fino a fine diametro condotto. I risultati attesi da queste misure sono un campo di velocità che prevede una distribuzione di velocità con valore massimo al centro del condotto e velocità decrescenti spostandosi verso il diametro. In prossimità di questo si assume una no-slip condition in cui la velocità dell'aria a contatto con il condotto è nulla a causa dei fenomeni di attrito. Le aree in figura 2.18 si possono calcolare come la differenza fra l'arco sotteso dal generico angolo β_i, ottenuto dall'intersezione fra il raggio e la base della i-esima area, e la somma delle aree precedentemente calcolare e del triangolo sotteso. L'area del primo settore è

stata calcolata come:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\beta_1 R^2}{2} - \frac{X_1(D-h_1)}{2} \\ X_1 &= 2\sqrt{R^2-(D-h_1)^2} \end{aligned}$$

mentre per i successivi bisogna considerare il termine dovuto alla somma delle aree precedenti che deve essere sottratta:

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\beta_i R^2}{2} - \frac{X_i(D-h_i)}{2} - \sum_{k=1}^{i-1} A_k \\ X_i &= 2\sqrt{R^2-(D-h_i)^2} \end{aligned}$$

Ora sono note le sezioni da usare per ponderare le misurazioni. Per cui occorre ad ogni altezza calcolare una velocità media e farne la media ponderata sulle aree, tramite la seguente formula:

$$V_{avg} = \frac{\sum_{i=1}^{N} V_i A_i}{\sum_{i=1}^{N} A_i} \tag{2.1}$$

I risultati sono rappresentati in tabella seguente:

FAN [%]	**V air ADS [m/s]**	**V air RIG [m/s]**	**Qa ADS [m3/h]**	**Qa RIG [m3/h]**
20	0,294	0,259	11,597	10,215
40	0,736	0,638	29,084	25,193
60	1,066	0,968	42,119	38,248
80	1,274	1,105	50,350	43,639
100	1,570	1,282	62,041	50,665

Tabella 2.14: Velocità-Portate da misurazioni

La caratteristica del Fan si ottiene perciò mostrando come varia la sua portata volumetrica in funzione della percentuale di potenza usata in entrambe le fasi:

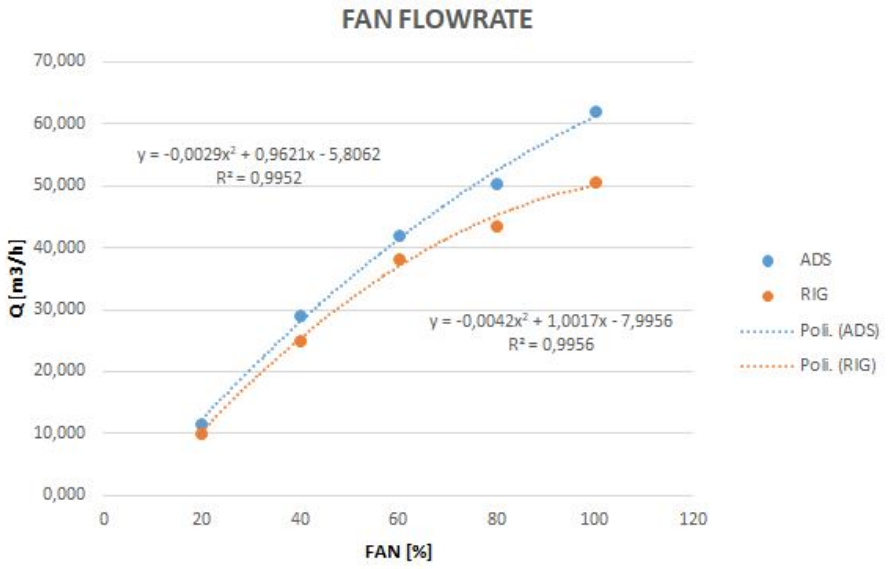


Figura 2.19: Caratteristica Fan

Come si vede dalla figura precedente, i polinomi di secondo grado ottenuti sono:

$$Q_{ADS} = -0,0029X^2 + 0,9621X - 5,8062 \tag{2.2}$$

$$Q_{RIG} = -0,0042X^2 + 1,0017X - 7,9956 \tag{2.3}$$

dove X rappresenta la percentuale di potenza del ventilatore. Nota la portata volumetrica, è possibile valutare la velocità dell'aria sulla sezione trasversale della batteria come:

$$v_a = \frac{Q}{3600A_b} \tag{2.4}$$

dove A_b rappresenta la sezione frontale del letto (cross section), calcolata come prodotto fra altezza e larghezza: $A_b = HL$.

2.5 Sistema controllo e monitoraggio

Bisogna innanzitutto fare una distinzione per quello che si intende per sistema di controllo e sistema di monitoraggio:

- come sistema di *controllo*, si intendono i componenti le cui variazioni di funzionamento implicano una conseguente modifica allo stato del sistema: questi sono nel caso in esame la pompa del circuito primario, la pompa del circuito secondario comprendente il letto adsorbente, la pompa del sistema di condensazione, il ventilatore del circuito, il ventilatore della UTA e il funzionamento della valvola a 2 vie. Sono

azionati tramite un codice Arduino implementato per stabilire il lavoro della scheda Controllino installata e presente nella sezione Allegati.

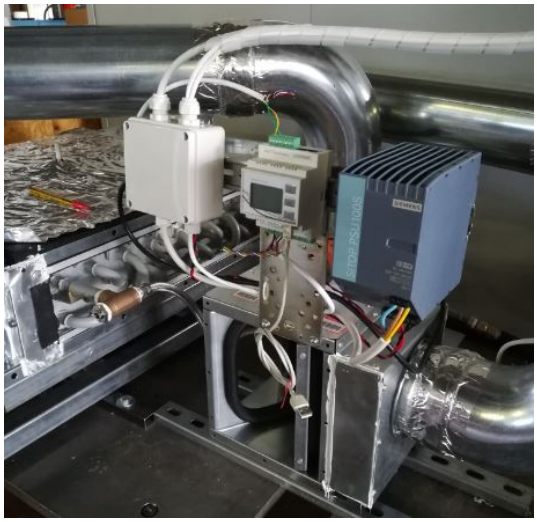


Figura 2.20: Centralina Controllino

- come sistema di *monitoraggio*, si intende invece la strumentazione che permette di osservare i parametri fisici di interesse in ogni momento, come i sensori di temperatura, di umidità relativa e di portata.

Il primo gruppo è comandato manualmente tramite un codice programmato in Arduino, in cui è possibile azionare tramite un input analogico il ventilatore e input digitali pompe e valvole di interesse. Il secondo invece è connesso con dei lettori analogici SENECA, che comunicano la loro lettura ad una sezione di LabView su cui è mostrato uno schema semplificato del processo.

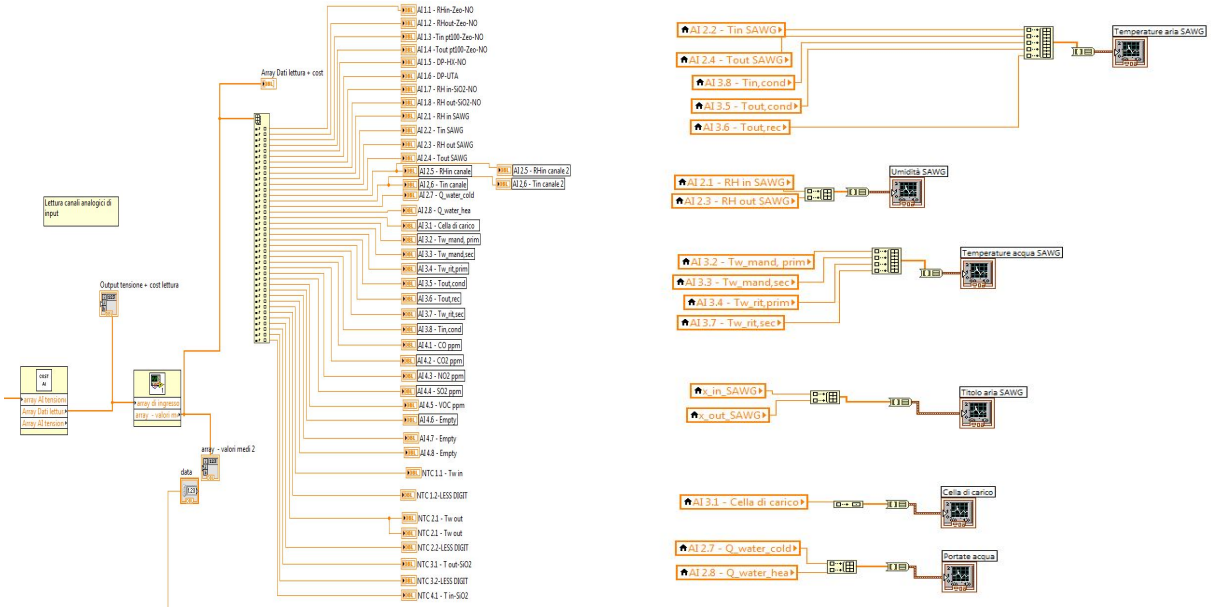


Figura 2.21: LabView

Per iniziare una fase di adsorbimento è sufficiente impostare l'uscita analogica verso il ventilatore corrispondente alla percentuale di potenza voluta, con un valore che varia dai 0 ai 10 V ($0V = 0\%, 10V = 100\%$). Nei test analizzati, si è sempre usata l'uscita analogica a 10V per usare il ventilatore alla massima potenza possibile. Per iniziare una fase di rigenerazione, occorre inizialmente impostare ad 1 l'uscita digitale per l'avviamento della pompa del circuito primario connesso al serbatoio di acqua calda e attendere circa 7 ore per far si che la temperatura si stabilizzi al valore impostato dalla mandata (circa 60°C. Successivamente occorre settare ad 1 anche l'uscita digitale verso la pompa del circuito secondario che permette di riscaldarne l'acqua tramite lo scambiatore a piastre intermedio. Questo comporta cessione di calore dal primario al secondario, perciò le temperature interessate impiegheranno tempo per portarsi ad una situazione di equilibrio, dopo la quale è possibile azionare la pompa del circuito di condensazione (sempre impostando a 1 il corrispondente canale digitale) e il ventilatore attraverso una uscita digitale corrispondente alla voluta percentuale di potenza.
Il codice in Arduino per il controllo e il software LabView usato per il monitoraggio sono implementati nella postazione computer vicino al prototipo.

Figura 2.22: Postazione PC

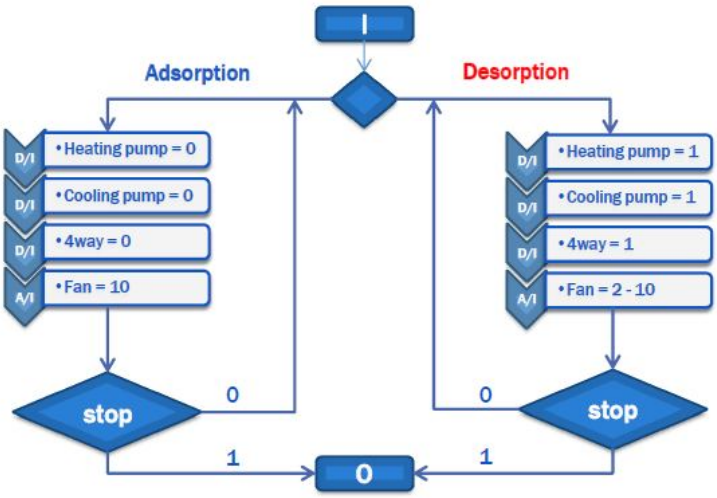


Figura 2.23: Schema funzionamento

I valori misurati dai sensori sono visibili in tempo reale su uno schema realizzato su LabView:

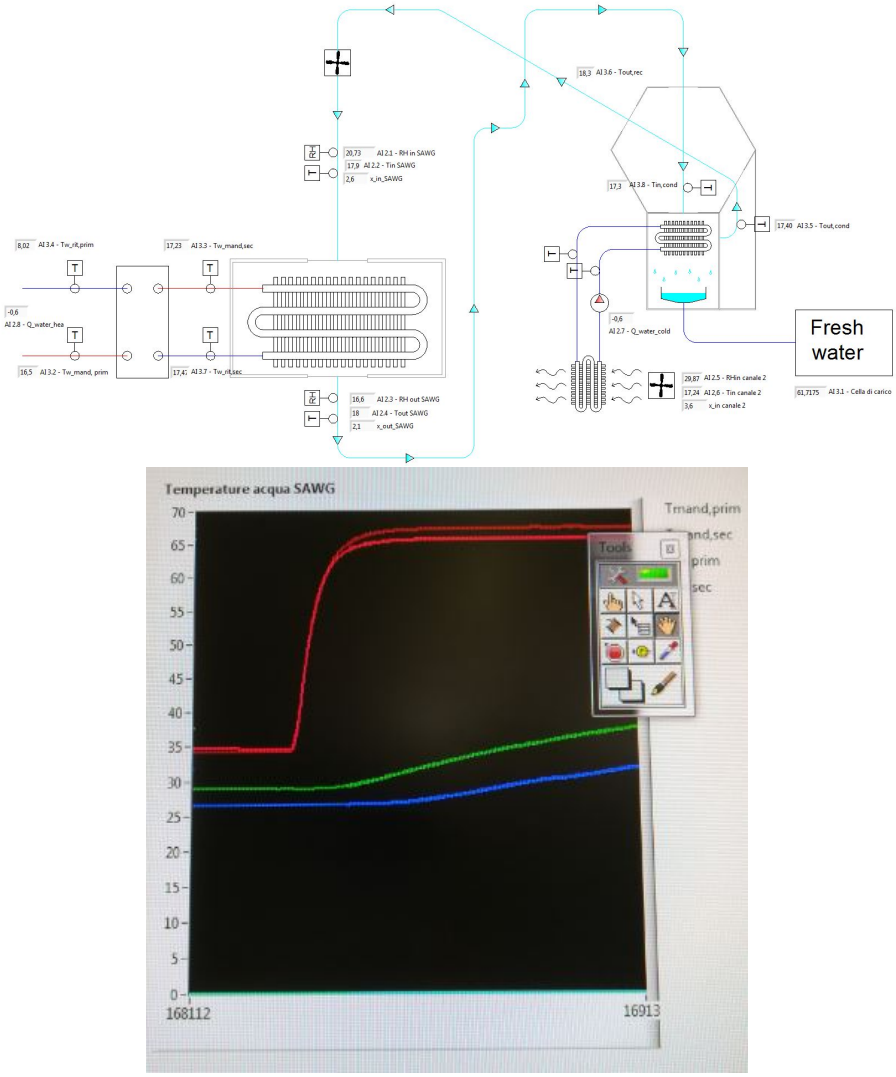


Figura 2.24: Schema LabView e lettura temperatura

Oltre al definire le condizioni operative dei sopra citati componenti occorre considerare lo scarico di acqua dopo i test di rigenerazione. Questo viene effettuato modificando la posizione della valvola a 2 vie tramite il comando ricevuto dal relè. Impostando la variabile relativa alla valvola uguale a 1, il relè funziona come tasto aperto e alimenta la valvola con i 230 V necessari per ruotare di 90° la posizione dell'attuatore nella valvola e di permettere lo scarico di acqua. Quando invece si imposta la variabile uguale a 0 viene commutato il segnale di tensione alla valvola per cui l'attuatore ritorna nella posizione originale di chiusura. La funzione del relè in questione è perciò di commutare il segnale in ingresso alla valvola.

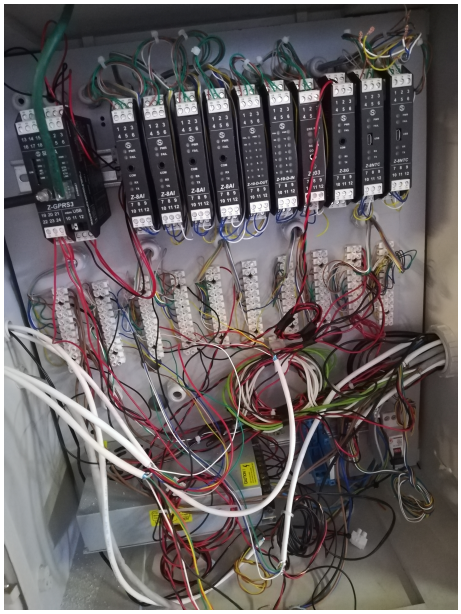


Figura 2.25: Lettori analogici SENECA

3 Adsorbimento

3.1 Basi teoriche

Il processo di adsorbimento avviene per interazione superficiale delle molecole di adsorbato con il materiale adsorbente, principalmente a cause delle forze di forze di Van der Waals.
Esse sono forze più deboli se confrontate con i comuni legami covalenti o ionici fra gli atomi e dipendono principalmente dalla oscillazione di distribuzione di cariche delle molecole. Si sta parlando quindi di forze che sono tendenzialmente repulsive a brevi distanze di interazione, mentre tendono ad essere attrattive se si considerano distanze maggiori. Fra questi due estremi si presenta una situazione di equilibrio in cui una molecola di adsorbato è sospesa sulla superficie di materiale adsorbente, dove le forze repulsive e attrattive si equivalgono e perciò la risultante delle forze agenti su di essa è nulla e la molecola è in quiete. Sono forze anistrope: questo significa che la loro intensità dipende dall'orientamento relativo che le molecole assumono durante l'interazione e in base a questo principio si possono classificare in tre gruppi:

1. *Forza di dispersione di London*: sono forze deboli che si generano fra le molecole a causa dei dipoli temporanei che si generano fra molecole senza un momento dipolare permanente. Questo porta nelle molecole non polari a un continuo movimento di elettroni che genera una alterazione nella distribuzione nella carica e quindi un dipolo temporaneo, e a loro volta interagiscono con altri dipoli vicini formando dipoli indotti;

2. *Forza di Debye*: sono forze risultanti dalla interazione fra un dipolo permanente e uno indotto, generate in presenza di una molecola polare e una apolare. Come conseguenza, si ha che la prima molecola altera la distribuzione di carica sulla seconda per cui vi è una forza di attrazione per polarizzazione (intesa come la facilità con cui la distribuzione di carica sulla seconda molecola in cui vi è il dipolo indotto viene alterata);

3. *Forza di Keesom*: sono anche conosciute come interazioni dipolo-dipolo e si generano quando due dipoli permanenti presenti in due molecole polari si allineano fra loro con il rispettivo polo positivo a contatto con quello negativo dell'altra molecola.

La forza che viene perciò generata è in genere di tipo attrattivo o repulsivo e tiene dei contributi sommati delle tre componenti sopra citate. Inoltre la forza generata dipende anche dalla distanza a cui due molecole si trovano ad interagire, dipendenza visibile nella teoria sviluppata da Lennard-Jones [38]:

$$\phi = 4\varepsilon \left[\left(\frac{\sigma}{r}\right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r}\right)^{6} \right]$$

in cui si nota come l'energia potenziale ϕ (dovuta a dispersione, repulsione, polarizzazione, quadrupoli e interazioni fra dipoli) dipende dalle costanti di forze repulsive di Lennard-Jones σ e dalla distanza r fra le due molecole. Si noti come all'aumentare della distanza le forze diventino attrattive, mentre avvicinando le molecole interessate esse diventino fortemente repulsive; in una posizione intermedia vi è una situazione di equilibrio fra le due componenti:

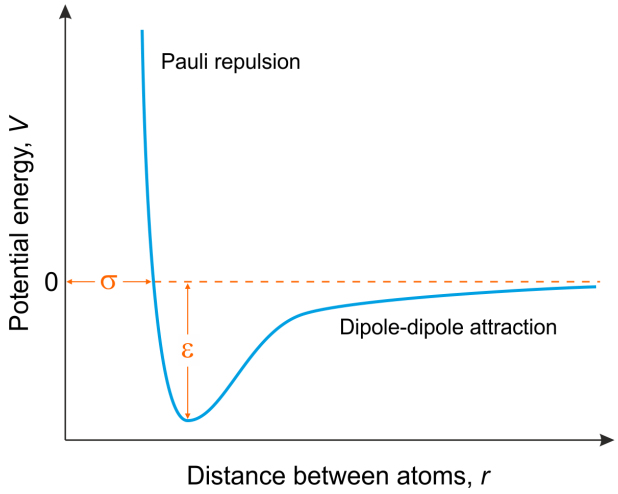


Figura 3.1: Raffigurazione potenziale di Lennard-Jones

Questi tre tipi di forze intercorrono nello spiegare come il processo di adsorbimento si generi fra molecole di adsorbato e molecole di adsorbente; sono stati tuttavia studiati diversi tipi di modelli per descrivere le condizioni di equilibrio del processo e di seguito ne sono rappresentati due dei più utilizzati, ossia il modello di Dubinin e quello di Langmuir [42].

3.1.1 Modello Dubinin

Un primo approccio per trattare l'assorbimento riguarda un modello studiato da Dubinin, che descrive l'infiltrazione di una specie adsorbita all'interno delle strutture porose fase solida adsorbente. Un parametro essenziale su cui si basa è il volume specifico dei micropori W_o, definito come il rapporto del volume delle cavità porose nel materiale e la sua massa. Viene da sè che il volume dei micropori è il massimo volume che può essere occupato dalla fase adsorbita. Il modello analizza una situazione isoterma e tratta la variazione della concentrazione assorbita tramite il potenziale di Dubinin:

$$A_{DUB} = RTlog\left(\frac{P_s(T)}{P}\right)$$

dove $P_s(T)$ rappresenta la tensione di vapore saturo e P la pressione parziale del gas. Il considerare una condizione di temperatura costante equivale a considerare una condizione

di equilibrio fra la condizione di vapore saturo e la concentrazione in prossimità del materiale assorbente, perciò generalmente il potenziale di Dubinin che influenza il riempimento volumetrico nei pori è funzione della pressione parziale e della temperatura. La massima concentrazione di adsorbato nei pori è inoltre funzione anche della concentrazione iniziale già presente, e il suo valore viene calcolato con l'equazione di Dubinin-Astakov:

$$W_s = W_o exp\left[-\left(\frac{RTln\frac{P_s(T)}{P}}{\gamma E_o}\right)^{\eta}\right] \tag{3.1}$$

dove η,γ e E_o sono dei parametri di fitting, indicanti rispettivamente l'eterogeneità (con valori da 1 a 7), l'affinità del sorbato e il parametro energetico del materiale assorbente. Questo modello però a bassi carichi non rispetta la legge di Henry, secondo cui la capacità di assorbimento di un materiale a bassi carichi è lineare con la pressione, mentre risulta adatto invece per carichi più alti.

3.1.2 Modello Langmuir

Il modello di Langmuir descrive l'adsorbimento come fenomeno superficiale, differentemente dall'approccio di Dubinin, basandosi sul concetto che in una data situazione di equilibrio un certo numero di molecole di adsorbato sarà assorbito nel materiale assorbente.
Le principali ipotesi usate sono:

- ricoprimento monodimensionale;
- tutti i siti sono energeticamente equivalenti;
- l'adsorbimento è un processo reversibile;
- vengono considerate solamente le interazioni fra la coppia adsorbato-adsorbente, mentre quelle fra le stesse molecole di adsorbato vengono trascurate.

In un dato volume di controllo, ho un sistema adsorbato (in genere un gas) e adsorbente (in fase liquida o gassosa), perciò si assume equilibrio fra la concentrazione di adsorbato in fase gassosa e fra quella adsorbita superficialmente, che dopo una fase di condensazione sarà in fase liquida. Il parametro principale è θ, definito come il rapporto fra il numero di siti superficiali occupati e il numero di siti totali; calcolando 1-θ si ottiene il numero di siti ancora liberi.
La reazione è la seguente:

$$H_2O_{(v)} + Sitiliberi \leftrightarrow H_2O_{(s)}$$

La reazione diretta porta ad una condensazione della fase gassosa, perciò è esotermica (produce calore) mentre quella inversa comporta una evaporazione della stessa specie,

perciò è esotermica perché richiede energia. In generale in una reazione chimica reversibile, come è assunto l'adsorbimento in questo modello, si ha un rateo con cui avviene la reazione diretta e un rateo con cui avviene la reazione inversa, che saranno uguali in condizioni di equilibrio. Il rapporto fra il rateo di reazione diretta e quella inversa definisce perciò un rapporto fra la velocità con cui vengono consumati i reagenti e i prodotti di una reazione, ed è definito come la constante di equilibrio:

$$K^{eq} = \frac{\Pi_R [C_i]^{eq}}{\Pi_P [C_i]^{eq}}$$

dove il termine R e P indicano reagenti e prodotti e $[C_i]^{eq}$ la concentrazione della i-esima specie in condizione di equilibrio.
Come già detto, l'equilibrio si presenta in una situazione in cui reazione diretta (adsorbimento) e inversa (desorbimento) avvengono alla stessa velocità:

$$\begin{aligned} V_{ads} &= K_{ads} \frac{P}{RT} \frac{n_{tot}(1-\theta)}{V} \\ V_{des} &= K_{des} \frac{n_{tot}\theta}{V} \end{aligned}$$

Equagliando queste due equazioni e indicando con $H(T) = \frac{K^{eq}}{RT}$ si ottiene la seguente legge:

$$\theta = \frac{H(T)P}{1 + H(T)P} \tag{3.2}$$

L'equazione ottenuta indica come varia il grado di occupazione dei siti del materiale adsorbente in funzione della temperatura e della pressione parziale (e quindi concentrazione) dell'adsorbato in fase gassosa. Inoltre, a differenza del modello di Dubinin, a bassi carichi si nota che la capacità di assorbimento del materiale è lineare con la pressione, rispettando perciò la legge di Henry.
Se si pone una condizione di temperatura costante, è possibile infine ottenere come la concentrazione superficiale di adsorbato vari in funzione solamente della pressione parziale della fase gassosa, e tipicamente questo tipo di comportamento si riscontra nelle cosiddette isoterme di adsorbimento. Più precisamente, la variazione di umidità (anche detto carico) è in funzione del rapporto fra la pressione parziale del vapore acqueo in equilibrio termico con la silica gel e la pressione ambiente. Ne deriva che il processo termina quando questo rapporto è uguale a 1, in cui la capacità adsorbente del materiale ha raggiunto il suo valore massimo.

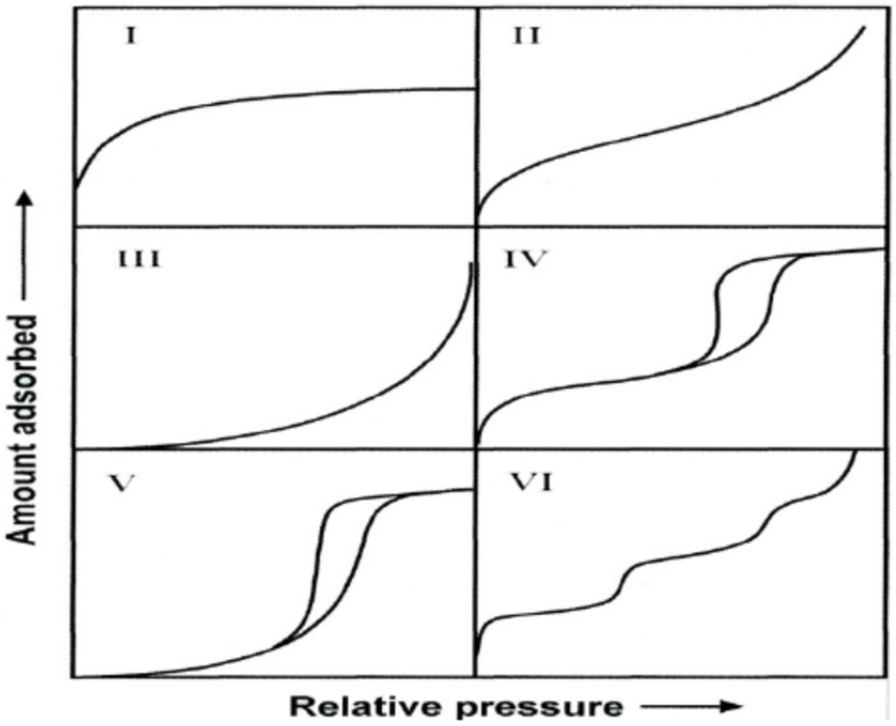


Figura 3.2: Tipologie isoterme di adsorbimento

La forma di queste curve è funzione del materiale essiccante (adsorbente), in particolare della sua porosità, e della specie chimica adsorbita (sorbato). In genere l'andamento della curva può variare durante il processo, ma si presentano tre casi principali:

1. *Isoterma favorevole*: si presenta quando il tratto di curva analizzato presenta una concavità verso il basso. Questo significa da una analisi grafica che il carico di adsorbato varia molto rapidamente con piccole variazioni di pressione parziale;

2. *Isoterma lineare*: quando la legge che governa carico e pressione parziale è lineare;

3. *Isoterma sfavorevole*: si osserva quando la concavità della curva in analisi è rivolta verso l'alto, per cui nonostante grandi variazioni di concentrazione parziale di adsorbato il carico varia poco.

L'adsobimento di una fase gassosa prevede che inizialmente le molecole di sorbato tendano a riempire le cavità porose presenti sulla superficie del materiale, dopodiché si sovrappongono formando una successione di strati in cui, in casi di alto carico, possono portare ad una fase di condensazione. Questa si genera inizialmente dall'aggregazione di molecole nelle microcavità superficiali fino a estendersi sui layer soprastanti ed è responsabile della generazione di calore da parte della reazione.
Inoltre si parla di isoterme reversibili se una volta ottenuta la massima capacità del materiale si può percorrere la curva in direzione inversa usando fluido fresco; viceversa in caso di adsorbimento irreversibile. Ad ogni modo, la rigenerazione del materiale nonostante

idealmente riporti alle condizioni iniziali (tramite un ciclo di isteresi) in genere non segue perfettamente in direzione inversa la curva a causa della diversa cinetica del processo. Se l'adsorbimento è chimico come nel caso in analisi per rigenerare il materiale sono necessarie temperature relativamente più alte, per cui una forzante termica che consenta il transito di umidità dalle sfere di silica gel verso un flusso di aria esterno in grado di trasportarla e questo comporta una cinetica più rapida in desorbimento.
Con riferimento alla figura 3.2, si notano sei tipi differenti di isoterme secondo la classificazione IUPAC:

1. il tipo I è tipica per materiali adsorbenti con struttura microporosa e il cui riempimento avviene a pressioni relativamente basse;
2. l'isoterma II è tipica nell'adsorbimento fisico in solidi non porosi;
3. la tipologia III si verifica per deboli interazioni sorbato-sorbente sia in solidi microporosi o non porosi;
4. l'isoterma numero IV presenta un ciclo isteresi dovuto alla condensazione capillare;
5. l'isoterma V si hanno in genere per deboli interazioni sorbato-sorbente;
6. infine nella curva numero VI si ha quando una serie di strati monomolecolari si formano prima di un successivo strato.

Come si vedrà nei paragrafi successivi, l'isoterma di adsorbimento della silica gel in analisi è del tipo II.

3.2 Materiali essiccanti

La ricerca sviluppata in questa tesi mira al dimostrare la possibilità di produrre acqua potabile utilizzando un materiale a costo relativamente basso come il gel di silice, sotto forma di sfere. Tuttavia vi sono altri materiali pratici utilizzati nell'ambito di processi di separazione di gas quali l'adsorbimento e la scelta ricade sul tipo di gas che si vuole separare (nel caso, il vapore acqueo). Un primo approccio per scegliere il materiale è nel studiare la selettività, ovvero la capacità di un gas di essere assorbito da un dato materiale, espresso tramite il parametro detto Fattore di Separazione come [38]:

$$\alpha_{AB} = \frac{X_A/X_B}{Y_A/Y_B}$$

dove X_A e Y_A rappresentano rispettivamente le frazioni molari del componente A nella fase adsorbita e nella fase del fluido all'equilibrio, e ne deriva che valore alto di questo parametro è indice di una buona scelta. E' inoltre buona regola fare una ricerca su più

materiali e una volta individuato quello ottimale, dato che l'efficienza di separazione dipende dalla concentrazione e dalle condizioni operative, individuare le condizioni ottimali per massimizzare la resa del materiale.
Di seguito sono riportati alcuni fra i materiali essiccanti maggiormente utilizzati, come riportato in [38].

3.2.1 Silica gel

La silica gel (gel di silice), noto chimicamente come $(SiO_2)_n$ è un polimero del diossido di silicio che ha trovato molte applicazioni per le sue proprietà adsorbenti. Data l'alta concentrazione di SiO_2 pari al 99,5% si può trascurare la presenza di altri componenti chimici, in genere ossido ferrico, ossido di alluminio, ossido di calcio e ossido di sodio che insieme rappresentano il restante 0,5% (rispettivamente Fe_2O_3, Al_2O_3, CaO e Na_2O).

Figura 3.3: Sfere di silica gel

Viene prodotto acidificando una soluzione di silicato di sodio e si ottiene cosi una soluzione in cui quest'ultimo è finemente disperso a livello molecolare, risultando una fase intermedia fra soluzione e dispersione (sistema colloidale) che dopo un processo di lavaggio e di essiccazione si presenta sotto forma di solido bianco, granulare, poroso ed amorfo con dimensione dei granuli che possono variare come ordine di grandezza del diametro dai millimetri ai micron. Proprio le sue caratteristiche di porosità superficiale risultano molto utili durante la fase di adsorbimento, aumentando infatti la superficie di materiale disponibile ad attrarre molecole di vapore acqueo favorendo lo scambio di massa.

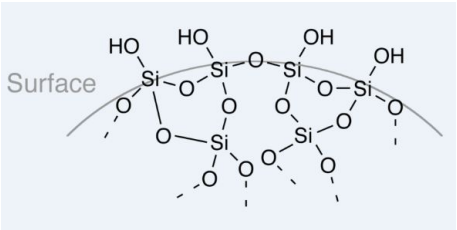


Figura 3.4: Superficie $(S_iO_2)_n$ asciutta

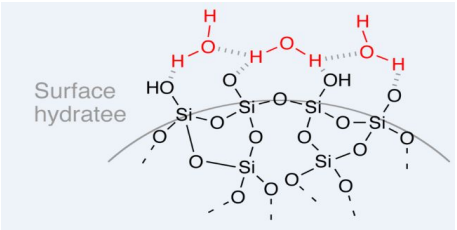


Figura 3.5: Superficie $(S_iO_2)_n$ idratata

In commercio ci sono due tipologie di silica gel che differiscono sostanzialmente per la superficie disponibile nei pori: vi è la RD silica gel (Regular Density), che presenta dimensione dei pori di circa 11$\dot{A}$ e una densità di 1129 kg/m^3, e la ID silica gel (Intermediate Density) con diametro dei pori maggiore rispetto alla precedente e di circa 68 $\dot{A}$ e una densità inferiore, di 620 kg/m^3. Ha una superficie interna porosa di circa 800 m^2/g che come già accennato conferisce notevoli capacità di adsorbimento di vapore acqueo ed inoltre risulta economicamente conveniente e non presenta controindicazioni contro l'ambiente. In genere presenta un pH variabile fra 3,5 e 8 per cui un comportamento nella maggior parte dei casi acido e nonostante il punto di fusione sia maggiore ai 1000°C, si consiglia di non eseguire rigenerazione oltre i 200°C. Il materiale, vista la configurazione in sfere, è stata facilmente inseribile all'interno della batteria tramite un contenitore fino al totale riempimento degli spazi vuoti.

Figura 3.6: Batteria vuota

Figura 3.7: Batteria riempita

3.2.2 Carboni attivi

Si ottengono normalmente dalla decomposizione termica di materiali a base di carbonio seguito da una fase di attivazione con un flusso di anidride carbonica ad alte temperature (dai 700 ai 1100°C), con lo scopo di eliminare prodotti derivanti la pirolisi che ne ostruiscono la matrice porosa.

Figura 3.8: Carboni attivi sotto forma di scaglie

I carboni attivi sono strutturati come microcristalli elementari di grafite impilati in orientazioni casuali fra i quali si generano dei micropori. La distribuzione dei pori e il loro volume, parametro fondamentale per incrementare la superficie attiva per l'adsorbimento, dipendono fortemente dalle condizioni a cui il materiale viene sottoposto prima a pirolisi e poi all'attivazione. La loro superficie non è polare e perciò tendono ad essere idrofobici e organofilici, e vengono perciò usati per l'adsorbimento di materiale organico in zucchero decolorante, per la purificazione dell'acqua, in sistemi di recupero del solvente e nell'adsorbimento di vapori di benzina nelle automobili.

3.2.3 Zeoliti

Le zeoliti sono alluminosilicati cristallini porosi, la cui struttura è costituita da una rete di SiO_4 e tetraedri di AlO_4 uniti in vari arrangiamenti regolari attraverso la condivisione di atomi di ossigeno. Questo permette di ottenere un reticolo cristallino contenenti i pori di dimensione molecolare regolare (la loro dimensione è determinata appunto dal reticolo) entro cui una molecola ospite può penetrare. L'assenza di una distribuzione di dimensione dei pori data la loro costanza in dimensione è una caratteristica fortemente peculiare delle zeoliti rispetto agli altri materiali adsorbenti microporosi.

Figura 3.9: Zeolite naturale

Ogni atomo di alluminio introduce una cariche negativa nel reticolo che deve essere compensata dallo scambio di un catione per poter ottenere il bilancio di carica e quindi una situazione di equilibrio e la migrazione di tale ione è molto importante nella caratterizzazione delle proprietà desiccanti del materiale.
Il rapporto minimo fra Si/Al è di 1, ma negli anni vi è stata una transizione da concentrazioni maggiori di alluminio ,vista la grande affinità con acqua e altre molecole polari, verso silicati microporosi idrofobici. La transizione da idrofilica a idrofobica in genera avviene a rapporti Si/Al di 8-10 per cui anche la scelta della struttura influenza fortemente le capacità assorbenti. Grazie alla struttura microporosa, vi sono dei canali intracristallini che influenzano fortemente (tramite il loro diametro) la cinetica di assorbimento e la diffusività delle molecole adsorbite all'interno della struttura. Nella zeolite "Sodalite" i canali sono formati da un anello di 6 atomi di ossigeno di dimensione di 2,8 $\dot{A}$, 5 volte inferiori a quelli presentati dalla RD silica gel che permettono il passaggio solamente di molecole polari come acqua e ammoniaca (NH_3). La stessa struttura si ripete in altre zeoliti anche se con differenti atomi di ossigeno e quindi diametri dei canali intracristallini: per esempio, nelle zeoliti di tipo A (Chabazite e Erionite) gli anelli sono composti da 8 atomi di ossigeno e un diametro di 4,2 $\dot{A}$ e sono definite "small-port zeolites"; nelle zeoliti X,Y e Mordenite, o "large-port zeolites" vi sono anche 12 atomi di ossigeno a formare diametri di 7-7,4 $\dot{A}$; caratteristiche intermedie hanno le zeoliti pentasilicate (ZSM-5, ZMS-11 e silicalite) con 10 atomi disposti ad anello e garantendo diametri di 5.7 $\dot{A}$. Nonostante il diametro dei canali intracristallini ponga un vincolo alle molecole assorbibili, la vibrazione delle stesse e del reticolo cristallino durante l'adsorbimento permettono la cattura di molecole anche più ampie. I cationi intrappolati in questa matrice ostacolano perciò la diffusività interna

di altre molecole.

3.2.4 Allumina attiva

L'Allumina attiva rappresenta una forma dalla elevata superficie porosa dell'ossido di alluminio, ottenuto direttamente dalla bauxite (Al_2O_3*$3H_2O$) o dal monoidrato da disidratazione e ricristrallizzazione a elevate temperature.

Figura 3.10: Allumina attiva in sfere

La superficie è fortemente polare con caratteristiche sia acide che basiche, tipiche della sua natura metallica. Se paragonata alla silica gel, essa ha una minor capacità a temperature prossime a quella ambiente, mentre a temperature elevate la situazione si inverte e diventano una migliore scelta rispetto al gel di silice; ne è perciò diretta conseguenza che questo materiale sia usato per processi di deumidificazione a temperature relativamente elevate, nonostante ultimamente siano rimpiazzati da essiccanti a setaccio molecolare che presentano tensioni di vapore all'equilibrio più basse a queste temperature.

3.3 Isoterma di adsorbimento

Per misurare come varia il contenuto di umidità all'interno della silica gel in funzione di diverse condizioni ambientali si è ricorso a delle misurazioni svolte in una camera climatica. Lo scopo di queste misurazioni è di ottenere una caratteristica su come varia l'umidità relativa della silica gel variando i due parametri di interesse: contenuto di acqua Q (espresso in $kg_w/kg_{s,dry}$) e temperatura del materiale essiccante. Il polinomio ottenuto è nella seguente forma:

$$RH_s = s_1T_s + s_2T_s^2 + s_3W + s_4WT_s + s_5WT_s^2 + s_6W^2 + s_7W^2T_s + s_8W^3 + s_9T_s^3 \quad (3.3)$$

dove i coefficienti s_i valgono rispettivamente:

s_1	-2,26E-03	s_6	-3,87E+01
s_2	1,28E-04	s_7	8,63E-03
s_3	7,96E+00	s_8	8,15E+01
s_4	-1,15E-02	s_9	-8,56E-07
s_5	-2,07E-05		

Tabella 3.1: Coefficienti isoterma di adorbimento

Per ottenere le curve relative le isoterme di adsorbimento, è stato necessario modificare di volta in volta le condizioni all'interno della camera climatica. Inizialmente si è fissa una temperatura e si aumenta gradualmente il valore di umidità relativa; lo stesso procedimento si effettua per le altre temperature e infine si ottiene una famiglia di curve, ognuna delle quali rappresenta la variazione del contenuto di acqua all'interno della silica gel al variare dell'umidità relativa dell'aria fissata ad una temperatura fissa.

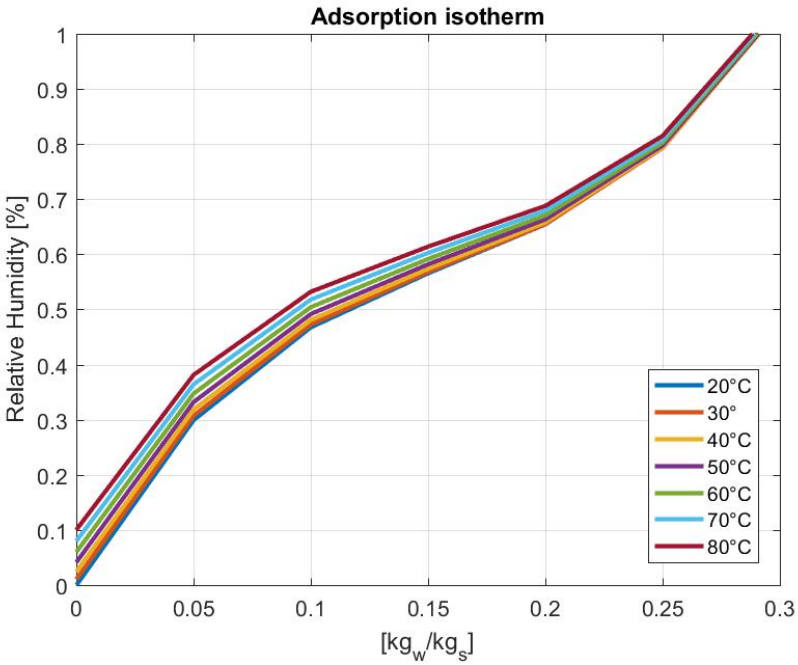


Figura 3.11: Isoterme adsorbimento silica gel

Osservando il grafico riportato nella figura (3.11) si può vedere come le diverse isoterme convergano tutte ad una condizione di circa 0,3 kg_w/kg_s ad una RH del 100%. Questo significa che l'aumento massimo di peso dovuto alla deumidificazione dell'aria (e quindi cattura di vapore acqueo) di questo materiale può essere al massimo del 30% nelle condizioni di temperatura di interesse. Si nota inoltre come le prestazioni del materiale essiccante in fase di adsorbimento siano favorite a temperature più basse: questo dovuto al fatto che la pressione parziale del vapore acqueo in contatto con la silica gel è proporzionale alla sua temperatura. Per avere una buona deumidificazione l'aria ambiente deve presentare una concentrazione maggiore rispetto a quella dell'aria in contatto con la

superficie del materiale, perciò aumentandone la temperatura si riduce la driving-force del processo, appunto la differenza di pressione parziale. Risulta evidente perciò che fissata un certo valore di RH si può vedere che a temperature più basse si ottiene un contenuto di acqua maggiore; viceversa, se si fissa un certo contenuto di acqua, si nota come a temperature più basse l'aria sia più secca e quindi più adatta a contenere ulteriori quantitativi di umidità.

Figura 3.12: Camera climatica del laboratorio

4 Modello adsorbimento su MATLAB

Le equazioni usate nel modello devono descrivere in maniera completa il processo di adsorbimento all'interno del modello. Come visto nei paragrafi precedenti, il fenomeno in analisi richiede sia fenomeni di scambio termico che fenomeni di scambio di massa, per cui questi devono essere descritti tramite equazioni differenziali. E' necessario trattare il bilancio termico e di umidità perciò sia lato aria sia lato materiale adsorbente, le cui caratteristiche dipendono dal materiale usato e dalla geometria della batteria, come visto in [20]. Inoltre, vi è una equazione per descrivere la diffusione di vapore acqueo all'interno di una sfera di silica gel. Il modello parte dalla assunzione di alcune ipotesi base:

1. il vapore acqueo contenuto nell'aria ambiente è l'unica specie assorbita;
2. il calore di adsorbimento è dovuto alla condensazione del vapore acqueo nei pori delle sfere di silica gel, perciò questo si suppone generato all'interno di queste;
3. la cinetica con cui avviene il fenomeno di adsorbimento è molto più rapida a quella tipica dei fenomeni diffusivi, per cui è lecito assumere che vicino alle particelle si instauri una condizione di equilibrio (ipotesi base per l'uso delle isoterme di adsorbimento);
4. il problema viene risolto considerando la sola coordinata assiale, concorde al flusso di aria;
5. lo scambio termico dominante è quello convettivo, per cui gradienti di temperatura lungo la coordinata di interesse nel materiale assorbente dovuti a conduzione vengono trascurati;
6. la dispersione radiale di umidità dell'aria porta ad una sua diffusione lungo la coordinata z. Questa viene trascurata visto che la lunghezza del letto è molto maggiore rispetto al diametro delle particelle.

Le equazioni necessarie nel modello sono di seguito riportate, simile a quanto riportato in [20] e [43]:

$$\varepsilon_b \rho_a dv \frac{\partial x_a}{\partial t} = -\dot{m}_a \frac{\partial x_a}{\partial z} dz - \dot{G} dv \tag{4.1}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_b \rho_a cp_a \frac{\partial T_a}{\partial t} dv &= -\dot{m}_a cp_a \frac{\partial T_a}{\partial z} dz + ha_s (T_s - T_a) dv \\ &- U_l a_l (T_a - T_{amb}) dv - U a_f (T_a - T_w) dv \end{aligned} \tag{4.2}$$

$$\rho_b \frac{\partial W}{\partial t} = K_G a_s (xa - \overline{x}) \tag{4.3}$$

$$cp_b \rho_s (1 - \varepsilon_b) \frac{\partial T_s}{\partial t} = H_A \dot{G} - ha_s (T_s - T_a) \tag{4.4}$$

$$\rho_w cp_w \frac{\partial T_w}{\partial t} dv = -\dot{m}_w cp_w \frac{\partial T_w}{\partial z} dz - U a_f (Tw - Ta) dv \tag{4.5}$$

dove:

$$\dot{G} = K_G a_s (x_a - \overline{x}) \tag{4.6}$$

In particolare le equazioni sopra citate si riferiscono rispettivamente al bilancio di umidità dell'aria prelevata dall'ambiente (eq.4.1), bilancio temperatura aria ambiente (eq.4.3), bilancio di contenuto di acqua superficiale nel letto adsorbente (eq.4.3), bilancio termico letto adsorbente (eq.4.4) e bilancio termico del sistema acqua-banco di alette (eq.4.5). L'equazione espressa nella (4.6) rappresenta il trasferimento di massa (vapore acqueo) fra aria e materiale adsorbente, in maniera proporzionale alla loro differenza di concentrazione.

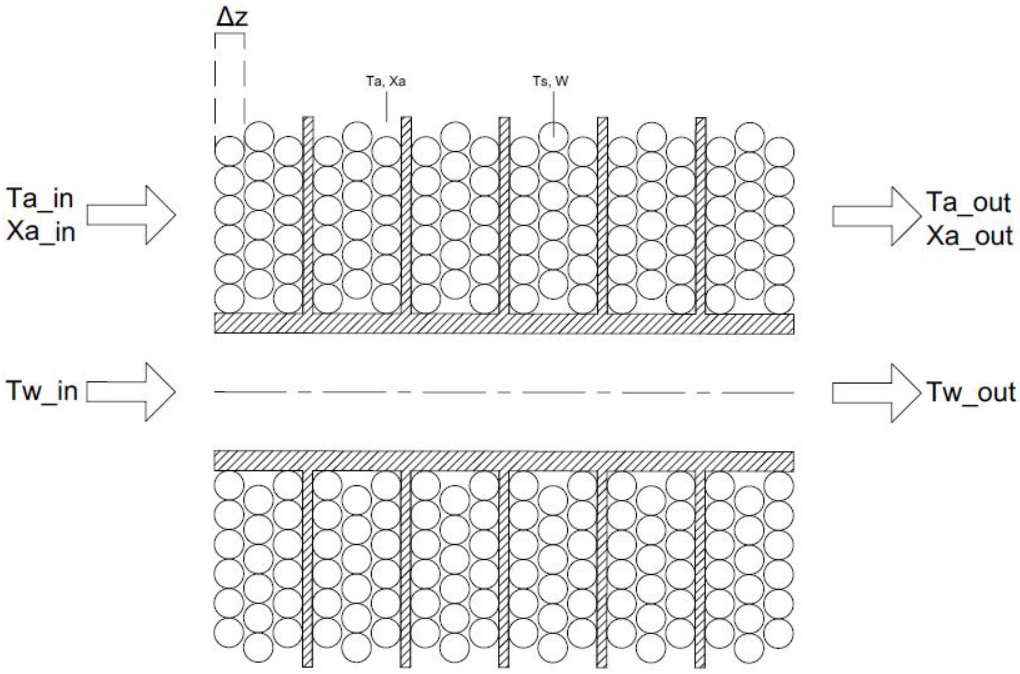


Figura 4.1: Schema dominio modello

4.1 Equazioni ausiliarie

Altre equazioni sono necessarie per caratterizzare alcuni parametri fisici nelle equazioni del modello, basandosi su delle correlazioni sperimentali calcolate in [28] e [29]. Le condizioni dell'aria vengono calcolate tramite le seguenti equazioni:

$$Pv_s = 0.0004677T^4 + 0.02444T^3 + 1.359T^2 + 45.98T + 604.6 \tag{4.7}$$

$$Xa = 0,622 \frac{RHPv_s}{P_a - RHPv_s} \tag{4.8}$$

L'equazione (4.7) è ottenuta tramite regressione di dati che correlano la tensione di vapore saturo in Pa alla rispettiva temperatura, dove T è la temperatura dell'aria espressa in °C. Questo valore è poi usato per calcolare il titolo dell'aria nell'equazione (4.8) in kg_w/kg_a, in cui compare anche l'umidità relativa RH in percentuale e la pressione atmosferica

(101325 Pa). Inoltre, per semplicità di trattazione, si sono trattate la variazione di densità dell'aria e della viscosità dinamica in funzione della temperatura assumendo come fluido aria secca. La densità si può ricavare per l'aria dalla legge dei gas perfetti assumendo pressione ambiente, mentre per la seconda si è usata una regressione da dati presenti in letteratura:

$$\rho = \frac{P}{R^{*}T} = \frac{101325}{287,05(T+273,15)} = \frac{352,98}{T+273,15} \tag{4.9}$$

$$\mu = 10^{-7}(2,43T+157,5) \tag{4.10}$$

in cui ρ è in kg/m^3, μ in Pa/s e la temperatura T in °C. L'equazione (4.8) viene anche usata per calcolare il titolo dell'aria in equilibrio con la silica gel, in cui il valore di umidità relativa RH deriva dall'equazione della isoterma di adsorbimento (3.3), a sua volta funzione del contenuto di umidità e della temperatura del letto adsorbente. I calori specifici di aria e silica gel vengono calcolato attraverso le seguenti formule:

$$cp_a = 1884X_a + 1004(1-X_a) \tag{4.11}$$

$$cp_s = 4186W + 921 \tag{4.12}$$

entrambi con unità di misura J/kgK.
Per i coefficienti di scambio termico e di massa, vi sono abbondanti risorse in letteratura visti gli innumerevoli studi nel settore. Questi possono essere calcolati usando relazioni riportate in [37], [38], [28], [29] e [20]. Per quanto concerne il coefficiente di trasferimento di massa, relazioni usate si riferiscono in particolare a [30] utilizzando come base il numero di Sherwood Sh [38]:

$$Sh = \frac{2K_f Rp}{D_m} = 2.0 + 0.6Re^{1/2}Sc^{1/3} \tag{4.13}$$

dove Sc è il numero di Schmidt calcolato come rapporto fra densità dinamica e diffusione molecolare della miscela aria-vapore acqueo moltiplicata per la densità, $\frac{\mu}{\rho_a D_m}$. L'effettivo coefficiente K_f incognito è in m/s, e deve essere moltiplicato per la densità dell'aria per ottenere il coefficiente h_m in kg/m^{2}s. Riguardo il coefficiente di scambio termico, le relazioni disponibili da precedenti pubblicazioni sono in funzione del Numero di Nusselt, e come riportato in [39]:

$$Nu = \frac{2hRp}{k} = 2.0 + 0.6Re^{1/2}Pr^{1/3} \tag{4.14}$$

da cui si ricava l'incognito coefficiente h. Il numero di Prandtl Pr è stato assunto pari a 0.7055 mentre la conducibilità termica dell'aria pari a 0.027 visto il loro comportamento quasi costante nei range di temperature in analisi. Per calcolare il coefficiente globale di scambio termico fra aria e acqua all'interno dei tubi è stata usata la seguente relazione

che modella la cessione di calore tramite una serie di resistenze termiche ([34], [40]):

$$\frac{1}{\overline{U}A} = \frac{1}{\eta_0 h_a A} + \frac{Rfo}{\eta_0 A} + \frac{ln(D_o/D_i)}{2\pi L K_{cu}} + \frac{Rfi}{\eta_0 Ai} + R_i \tag{4.15}$$

in cui A rappresenta la superficie totale di scambio termico (intesa come alette+tubi) e i vari termini rappresentano rispettivamente la resistenza convettiva dell'aria, resistenza dovuta allo sporcamento esterno dei tubi (Fouling), resistenza conduttiva attraverso la tubazione in rame dello scambiatore di calore, resistenza di Fouling interna e resistenza interna dovuta alla presenza di acqua. In caso di adsorbimento, non vi è portata circolante per cui si è assunto di trattarla come fosse una resistenza conduttiva in un tubo cilindrico, per cui:

$$R_i = \frac{ln(D_i/D_c)}{2\pi L K_{cu}} \tag{4.16}$$

in cui D_c è un diametro sufficientemente piccolo per far si che il contributo non sia nullo ma che consideri l'effettivo spessore radiale di acqua presente. In caso di rigenerazione invece, questa ultima diventa una resistenza convettiva:

$$R_i = \frac{1}{\eta_0 h_i A_i} \tag{4.17}$$

in cui il coefficiente h_i di scambio termico è ottenuto dalla relazione di Dittus-Boelter [34]:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \tag{4.18}$$

in cui n vale 0,4 se il fluido interno viene raffreddato oppure 0,3 se viene raffreddato. La resistenza di Fouling interna è stata trascurata nell'analisi, mentre invece quella interna è nota da tabulazione in [34] essere pari a 0,0002 Km^2/W. In entrambi i casi compare un termine η_0 che rappresenta l'efficienza del banco di alette, e questo dipende soprattutto da fattori geometrici. Assumendo che l'aletta abbia punta adiabatica, il suo valore di lunghezza L si è preso come metà della distanza fra due tubi in maniera da validare tale ipotesi. Di conseguenza, il sistema che permette di calcolare l'efficienza di un banco di alette è il seguente [34]:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \tag{4.19}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh mL}{mL} \tag{4.20}$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k\delta}} \tag{4.21}$$

Per calcolare invece il coefficiente di scambio termico fra aria esterna e aria interna invece, rappresentante un termine di perdite verso l'esterno, si è ricorso alla stessa metodologia precedente considerando i coefficienti convettivi interni ed esterno divisi da una parete di

alluminio rappresentante l'involucro laterale:

$$\frac{1}{U_l A_e} = \frac{1}{h_e A_e} + \frac{\delta}{K_a l A_e} + \frac{1}{h A_e} \tag{4.22}$$

in cui A_e è l'area totale dell'involucro. Per l'aria è anche disponibile (da [20]) l'equazione per il calcolo del calore scambiato per attrito fra silica gel e aria:

$$Q_f = \frac{\dot{m}_a}{2}\left(\frac{\dot{m}_a}{A_b \rho_a \varepsilon_b}\right)^2 \left(\frac{a_s \zeta}{\varepsilon_b A_b}\right) \tag{4.23}$$

espresso in W/m^3. ζ è il cosiddetto friction factor e indica quanto la rugosità superficiale del materiale genera attriti (e quindi generazione calore) sull'aria. Esso è calcolato in funzione del numero di Reynolds dell'aria: ζ=19,336Re$^{-0.616}$ per 0≤Re<200, ζ=4,064Re$^{-0.313}$ per 200≤Re<500 e ζ=1,478Re$^{-0.15}$ per 500≤ Re<5000.
Il calore di adsorbimento viene calcolato in funzione del solo contenuto di acqua del materiale essiccante:

$$H_{ads} = 3500 - 13400W \tag{4.24}$$

$$H_{ads} = 2950 - 1400W \tag{4.25}$$

valide rispettivamente per W≤0,05 e per W>0,05 , espresse in kJ/kg$_w$ e valide in caso di RD silica gel come nel caso studio in esame.
L'impacchettamento di sfere rappresenta inoltre un altro fondamentale parametro da calcolare, poiché lo ha come scopo quello di definire il grado di vuoto e l'area per unità di volume del sistema, quest'ultima fondamentale per incrementare la superficie in cui vi avviene lo scambio di calore e scambio di massa con l'aria. Il grado di vuoto è definito come la percentuale di volume rappresentato dagli spazi presenti fra i grani di silica gel, mentre il secondo è indice della superficie disponibile di materiale essiccante per unità di volume. Il grado di vuoto si può calcolare tramite la seguente relazione, che usa come variabile l'angolo θ che si forma fra due layer adiacenti di materiale e che può variare da $\pi/3$ a $\pi/2$:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi}{6(1-\cos\theta)(1-2\cos\theta)^{1/2}} \tag{4.26}$$

Per angoli vicini ai 90° le sfere si trovano in una configurazione per cui i layer si possono dire formati da strati concentrici sovrapposti gli uni sopra gli altri, mentre avvicinandosi ai 60° le sfere tenderanno ad occupare maggiormente gli interstizi fra di loro, come studiato in [31]. Calcolando per diversi valori di θ il grado di vuoto si ottiene il seguente grafico:

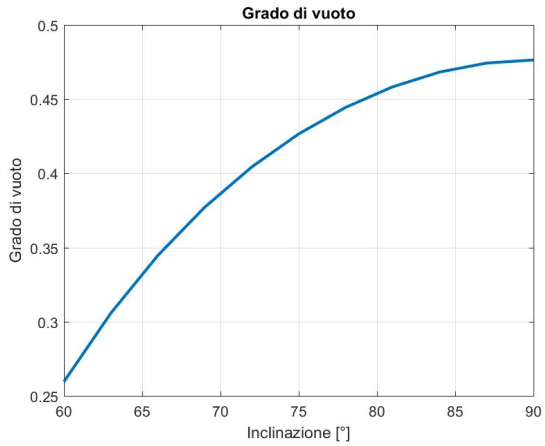


Figura 4.2: Grado vuoto in funzione di θ

Si nota come l'esistenza di un grado di vuoto minimo in corrispondenza di $\theta = 30°$ del 25,95% permetta effettivamente di poter usufruire al massimo il 74,05% del volume disponibile in condizioni ideali, quota che scende al 52,36% per $\theta = 90°$. Nel presente lavoro, il grado di vuoto è stato stimato in 0,4266 usando un angolo θ intermedio di 75°. Il grado di vuoto si lega al volume delle sfere e al volume totale tramite la seguente relazione:

$$V_{tot} = V_s + V_v \tag{4.27}$$

$$\frac{V_s}{V_{tot}} = 1 - \varepsilon \tag{4.28}$$

La relazione (4.28) è ottenuta dividendo la (4.27) per il volume totale disponibile. V_v è il volume occupato dal vuoto mentre V_s è il volume totale occupato dalle N_s sfere presenti. Questo si può calcolare come $N_s 4/3\pi R_p^3$, dove R_p è il raggio medio delle sfere, e sostituendo questo valore nella (4.28) si ottiene il numero di sfere:

$$N_s = \frac{6(1-\varepsilon)V_{tot}}{\pi D_p^3} \tag{4.29}$$

Se si considera inoltre che la superficie totale disponibile di materiale essiccante è $N_s 4\pi R_p^2$, dividendo quest'area per il volume totale disponibile si ottiene l'area per unità di volume:

$$a_s = \frac{6(1-\varepsilon)}{D_p} \tag{4.30}$$

espresso in m^2/m^3 funzione solamente dell'angolo θ e del diametro medio dei grani. Dato che da fornitore le sfere hanno un diametro compreso fra i 2 e i 4 mm, si è scelto di usare come diametro medio D_p=3 mm. Di solito per geometrie di piccolo spessore (inferiore ai 15 cm) le perdite di carico vengono trascurate, mentre nel prototipo in esame la lunghezza

di 65 cm rende vana questa ipotesi usata anche in [20]. Le perdite di carico sono state calcolate perciò con relazioni che tengono in conto della geometria del sistema, della dimensione caratteristica della silica gel e del moto dell'aria come presentato in [37] e [41], quest'ultima nota come equazione di Ergun:

$$\Delta P = \left(150\frac{(1-\varepsilon_b)}{Re} + 1,75\right)\left(\frac{L(1-\varepsilon_b)}{\rho_a D_p \varepsilon_b^3}\right)\left(\frac{v_a \rho_a}{3600S}\right)^2 \tag{4.31}$$

Noto questo valore e la portata volumetrica del ventilatore, è possibile calcolare l'energia richiesta per superare tali cali di pressione:

$$E_{el} = \sum_{i=1}^{N} \frac{Q\Delta P_i}{3600} = Q\sum_{i=1}^{N} \frac{\Delta P_i}{3600} \tag{4.32}$$

dove Q è la portata volumetrica in m^3/h.
Inoltre, data l'isoterma di adsorbimento, tramite una serie di regressioni è possibile correlare direttamente il titolo dell'aria in equilibrio con la silica gel e il suo contenuto di acqua. La procedura ha richiesto di:

1. scegliere un intervallo di temperature (nel caso, dai 20 ai 70°C);
2. scegliere un intervallo di contenuti di umidità della silica gel (da 0 al 30%);
3. fissata una temperatura, si calcola il valore della umidità relativa RH tramite isoterma di adsorbimento (3.3) nell'intervallo di W scelto;
4. calcolare X_s nel campo di RH ottenute tramite l'equazione (4.8).

Giunti al punto 4 per poter effettuare una regressione è necessario assumere lineare il comportamento di X_s con il rispettivo W, per poter ottenere una caratteristica del tipo:

$$X = K_1 W^3 + K_2 W^2 + K_3 W + K_4 \tag{4.33}$$

in cui i coefficienti K_1, K_2, K_3 e K_4 sono in funzione della temperatura. Data la non linearità della isoterma di equilibrio in funzione di W, è stato necessario fare una regressione fino al terzo grado per poter ottenere una interpolazione soddisfacente.

T	K1	K2	K3	K4
20	1,1964	-0,56188	0,11235	-2,96E-05
30	2,217	-1,0338	0,20334	0,00057683
40	3,9983	-1,8457	0,35622	0,0025392
50	7,0989	-3,2306	0,6092	0,007131
60	12,649	-5,6396	1,0319	0,015956
70	23,33	-10,097	1,7701	0,030283

Tabella 4.1: K_1,K_2,K_3 e K_4 in funzione della temperatura

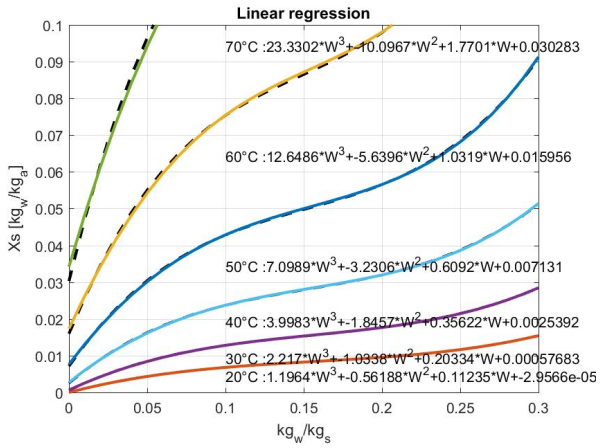


Figura 4.3: Regressioni isoterma adsorbimento

Per consentire l'uso dei coefficienti calcolati in tabella 4.1 e quindi delle regressioni calcolate si è effettuata una ulteriore interpolazione al fine di ottenere le funzioni con cui i sopra citati coefficienti variano con la temperatura. Le equazioni sono le seguenti:

$$
\begin{aligned}
K_1 &= 4.4252 * 10^{-6}T^4 - 0.00056279T^3 + 0.030524T^2 - 0.64485T + 5.6817 \\
K_2 &= -1.6482 * 10^{6}T^4 + 0.00020507T^3 - 0.011239T^2 + 0.23312T - 2.1068 \\
K_3 &= 2.2392 * 10^{-7}T^4 - 2.6633 * 10^{-5}T^3 + 0.0014934T^2 - 0.02963T + 0.285 \\
K_4 &= -8.0705 * 10^{-12}T^4 + 2.3796 * 10^{-7}T^3 - 1.4869 * 10^{-5}T^2 + 0.00035406T - 0.0030683
\end{aligned}
$$

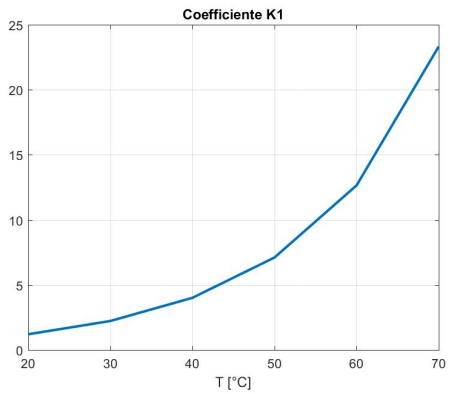


Figura 4.4: K1(T)

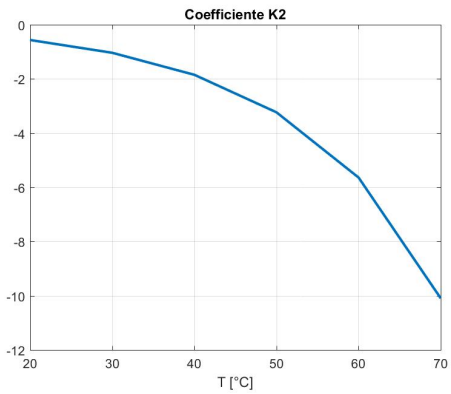


Figura 4.5: K2(T)

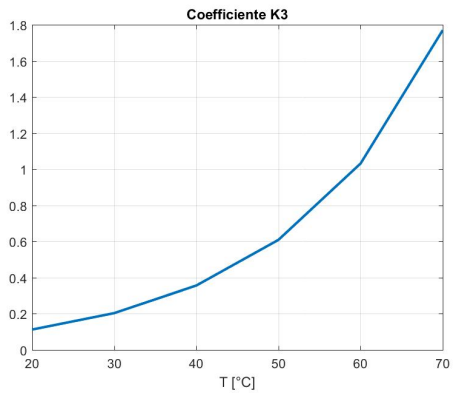


Figura 4.6: K3(T)

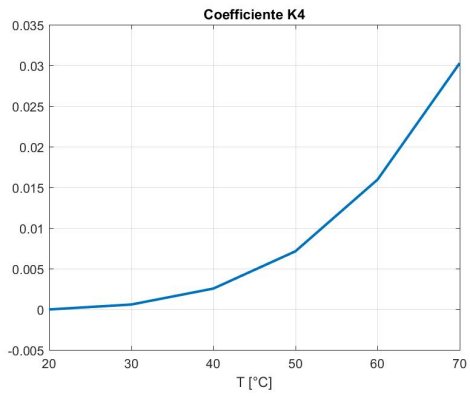


Figura 4.7: K4(T)

Di conseguenza l'equazione (4.33) è funzione della temperatura T (espressa in °C) e del contenuto di acqua per unità di massa di silica gel W:

$$X = K_1(T)W^3 + K_2(T)W^2 + K_3(T)W + K_4(T) \tag{4.34}$$

Anche per i coefficienti di diffusione vi è abbondante materiale in letteratura. Di seguito sono riportate le formule per le principali componenti diffusive presenti nella analisi di sistemi microporosi sferici come la silica gel in esame.
La diffusione molecolare viene calcolata attraverso la relazione ([28] e [29]):

$$D_m = 1.735 * 10^{-9} \frac{(T + 273.15)^{1.685}}{P} \tag{4.35}$$

e rappresenta la diffusività del vapore acqueo nell'aria in m^2/s, mentre P è la pressione in atmosfere.
La diffusione di Knudsen invece è espressa tramite la formula:

$$D_{kn} = \overline{r} 22.86 (T + 273.15)^{0.5} \tag{4.36}$$

con le medesime unità di misura della relazione precedente. Il parametro $\overline{r}$ rappresenta il diametro medio dei macropori situati sulla superficie, e questo è di circa 11 $\dot{A}$ per una RD silica gel e 68 $\dot{A}$ per la categoria ID. E opportuno ricordare che per ottenere questa dimensione in metri bisogna tener conto che 1 $\dot{A}$=10^{-10}m.
Infine, vi è il coefficiente di diffusione superficiale, che in genere viene espressa tramite una forma di Arrhenius ma che da [28] e [29] viene espressa come:

$$D_{S,eff} = \frac{D_0}{\tau_S} exp \left[-0.947 \frac{H_{ads}}{(T + 273,15)} \right] \tag{4.37}$$

in m^2/s, dove D_0 vale 1,6*10^{-6} m^2/s, T è la temperatura della silica gel in °C, H_{ads} è il

calore di adsorbimento calcolato tramite le equazioni (4.24) o (4.25) e τ_S è il fattore di tortuosità (Tortuosity Factor) che tiene conto della non linearità del percorso della molecola di acqua diffondente dalla superficie della sfera al suo centro e vale 2,8 [28]. Senza di questo infatti i canali intracristallini attraverso cui le molecole di acqua migrano sarebbero idealmente considerati dei cilindri di sezione regolare e rettilinei che congiungono la superficie del grano di silica gel e il suo centro. Il rapporto $\frac{D_0}{\tau_S}$ viene anche indicato con $D_{S,eff}$ (coefficiente effettivo di diffusione superficiale).

4.2 Modello numerico

Le equazioni in seguito descritte sono state implementate in un codice Matlab R2016b, ma prima di tutto occorre modificarle per poter ottenere equazioni numeriche che il computer sia in grado di risolvere. In questo modo è possibile approssimare soluzioni analitiche in soluzioni numeriche. In particolare, le equazioni dipendenti dalla variabile tempo sono state risolte con il metodo Backward Euler che garantisce stabilità e convergenza numerica per qualsiasi valore di step di tempo τ. Invece, le equazioni dipendenti dallo spazio sono state risolte con il metodo Backward Finite Difference.

- Backward Euler Method: $\frac{\partial A}{\partial t} = \frac{A_i^{n+1} - A_i^n}{\tau} = f(t_{n+1}, A_{n+1})$
- Backward Finite Difference: $\frac{\partial A}{\partial z} = \frac{A_i - A_{i-1}}{\Delta z}$

Dato che l'unica dimensione di interesse è quella lungo la lunghezza della batteria adsorbente, il problema è stato trattato come monodimensionale.

4.2.1 Bilancio umidità aria

Come si vede dall'equazione (4.1), i termini che intercorrono a modificare le condizioni di umidità dell'aria che viene mandata dal ventilatore sono essenzialmente due. Il primo fenomeno rappresenta il termine di trasporto assiale dovuto ad advezione, il che porta ad una distribuzione non uniforme di umidità lungo la coordinata z, mentre il secondo invece è rappresentato dal trasferimento di massa (nel caso, di vapore acqueo) fra il flusso di aria di Bulk (ossia quello che si suppone indisturbato dalle interazioni superficiali con la silica gel) e l'aria in equilibrio con la temperatura e con il contenuto di umidità del materiale essiccante. Questo scambio di massa è proporzionale anche al coefficiente di trasferimento di massa calcolato per l'aria, che rappresenta i kg di aria trasferita per unità di tempo e superficie, e l'area per unità di volume nella silica gel dimostrando perciò il legame fra la superficie di sfere e pori (favorita dal materiale stesso e dalla geometria sferica) e lo scambio di massa. Il processo durerà finché la concentrazione di vapore acqueo in equilibrio con la silica gel sarà uguale a quello dell'aria ambiente, e di conseguenza l'aria d'ora in poi percorrerà sempre la batteria ma senza depositarvi più umidità. Utilizzando

i suddetti metodi numerici, tramite i suddetti passaggi, si ottiene l'equazione numerica da risolvere:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_b \rho_a dv \frac{xa_i^{n+1} - xa_i^n}{\Delta t} &= -\dot{m}_a \frac{xa_i^{n+1} - xa_{i-1}^{n+1}}{\Delta z} dz - K_G a_s (xa_i^{n+1} - \overline{x}_i^n) dv \\
xa^{n+1} M_A &= Q_A = xa^n + \Delta t A_2 \overline{x}^n \\
xa^{n+1} &= M_A^{-1} Q_A
\end{aligned}$$

Il precedente sistema richiede l'uso del metodo dell'eliminazione di Gauss combinato alla matrice bidiagonale M_A precedentemente impostata, dopo aver portato a primo membro i termini incogniti al tempo n+1 e a secondo membro i termini noti all'istante n. Quest'ultima si dice matrice sparsa dato che il numero di elementi nulli (ossia uguali a zero) è molto maggiore rispetto agli elementi diversi da zero, e questi sono situati in questo caso lungo la diagonale inferiore e principale della matrice. Le due diagonali sono impostate come:

$$\begin{aligned}
D_P &= 1 + \Delta t (A_1 + A_2) \\
D_{INF} &= -\Delta t A_1
\end{aligned}$$

in cui i coefficienti sono calcolati come:

$$\begin{aligned}
A_1 &= \frac{v_a}{\varepsilon_b \Delta t} \\
A_2 &= \frac{K_G a_s}{\varepsilon_b \rho_a}
\end{aligned}$$

L'equazione differenziale iniziale è di primo grado sia rispetto lo spazio che rispetto al tempo, per cui sono necessarie una condizione iniziale e una condizione al contorno:

$$\begin{aligned}
x_a(z, t = 0) &= x_{a0} \\
x_a(z = 0, t) &= x_{ai}
\end{aligned}$$

dove appunto x_{a0} indica la distribuzione iniziale assiale di umidità dell'aria a contatto con la silica gel, mentre x_{ai} indica l'umidità in ingresso alla batteria in un determinato istante di tempo. Dato che in adsorbimento si preleva aria da ambiente, il suo valore è preso direttamente dai dati sperimentali. Inoltre, si è assunto che $x_{a0} = x_{ai}$. A livello numerico, la condizione al contorno equivale a impostare i primi valori della matrice e del vettore dei termini noti Q_A come:

$$\begin{aligned}
M_A(1,1) &= 1 \\
M_A(1,2) &= 0 \\
Q_A(1) &= x_{ai}
\end{aligned}$$

4.2.2 Bilancio massa batteria

Riguardo il bilancio della batteria, espresso nella relazione (4.3), si nota che l'unica componente che influenza questo parametro è lo scambio di umidità fra aria in contatto con la silica gel e l'aria ambiente. Inizialmente, vista la maggior differenza fra queste due concentrazioni, il processo porta ad un più rapido aumento del contenuto di acqua nel materiale adsorbente; tuttavia, trattandosi di un processo proporzionale ad una differenza di concentrazione, durante il processo questa continua a diminuire perciò la deumidificazione rallenta. Occorre però far una precisazione. Se si trascura il processo diffusivo, ipotesi valida per test di durata inferiore all'ora, tutta l'acqua derivante dalla deumidificazione dell'aria si depositerà sulla superficie delle sfere di silica gel. Questa ipotesi però non è priori valida nei test trattati dato che la durata è di circa 30 ore, perciò in caso di diffusione bisogna aggiungere un termine che rappresenta la migrazione di vapore acqueo verso il centro di ciascuna sfera. Questo fenomeno favorisce in realtà la fase di adsorbimento, poiché cala la pressione parziale dell'aria superficiale e quindi consente una ulteriore deumidificazione dell'aria. La fase di rigenerazione è invece sfavorita poiché occorre più calore per far sì che il letto ceda umidità.
Trattando numericamente l'equazione (4.3) si ottiene:

$$W_s^{n+1} = W_s^n + \frac{\Delta t K_G a_s (x_a^n - \overline{x}^n)}{\rho_b}$$

la cui unica condizione al contorno è il contenuto di umidità superficiale all'istante iniziale:

$$W(z, t = 0) = W_0$$

4.2.3 Diffusione

Il fenomeno diffusivo è un processo che comporta la diffusione di molecole di vapore acqueo prima fra gli interstizi di vuoto fra ciascuna sfera di silica gel, e in seguito verso l'interno di queste tramite i canali microporosi presenti sulla superficie. Il fenomeno è stato trattato in [15], [27], [28] e [29].

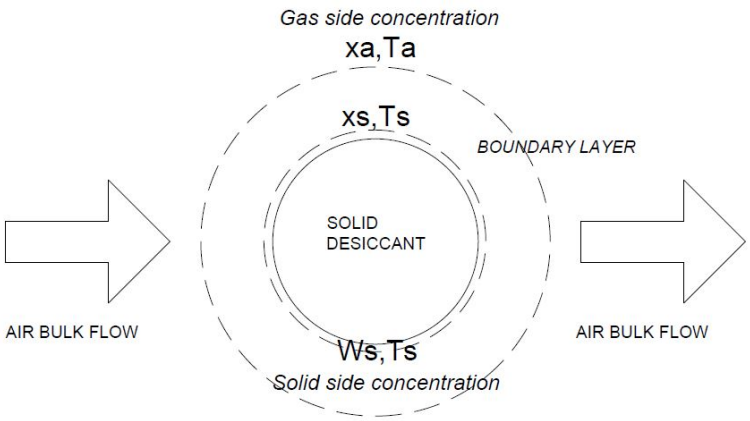


Figura 4.8: Schema diffusione in sfera

Per test di breve durata (meno di un'ora), questo fenomeno può essere trascurato dato che è proporzionale alla differenza di concentrazione di vapore acqueo fra la superficie esterna della sfera e quella interna, mentre per test prolungati come quelli analizzati in questa tesi questa ipotesi decade, poiché influenza la distribuzione di acqua assorbita sia in termini assiali che in termini radiali.
I principali tipi di diffusione, analogamente allo scambio termico, possono essere studiati in un modello a parametri concentrati in cui i loro inversi sono delle resistenze e sono:

1. *Diffusione molecolare*: dovuta alla collisione fra molecole di gas;

2. *Diffusione di Knudsen*: dovuta alla collisione fra molecole all'interno di una superficie porosa;

3. *Diffusione superficiale*: è responsabile di una migrazione delle molecole adsorbite lungo la superficie del solido e all'interno della sua struttura.

Le prime due tipologie assumono particolare importanza in base all'ordine di grandezza del cammino libero medio (o MFP, Mean Free Path) delle molecole di gas rispetto al diametro medio dei pori superficiali. In particolare, la diffusione molecolare diventa rilevante quando il cammino medio che compiono le molecole è inferiore rispetto al diametro medio dei pori, tale da escluderne interazioni. Se invece questi due parametri sono confrontabili, allora la diffusione di Knudsen assume rilevanza maggiore, tanto che poi dai pori superficiali si genera anche migrazione all'interno della matrice porosa del materiale. Dato che nel modello è stata usata la RD silica gel, che presenta una struttura microporosa e non macroporosa a differenza della ID silica gel, queste due componenti sono di minor importanza rispetto a quella superficiale, per cui gli unici due fenomeno che comportano trasferimento di massa sono il flusso di Bulk di aria esterno e la diffusione superficiale.

Il problema diffusivo e le sue condizioni al contorno si presentano nel seguente modo:

$$\frac{\partial W}{\partial r} = D\frac{1}{r^2}\frac{\partial W}{\partial r}(r^2\frac{\partial W}{\partial r}) \tag{4.38}$$

$$W(r, t = 0) = W_0 \tag{4.39}$$

$$\frac{\partial W}{\partial r}_{r=0} = 0 \tag{4.40}$$

$$D\frac{\partial W}{\partial r}_{r=R} = \beta(x_a - x_s) \tag{4.41}$$

dove il coefficiente β è il coefficiente di trasferimento di massa valutato in m/s. Come si vede dallo schema in figura 4.8 lo scambio di massa esterno alla sfera avviene entro uno strato di uno spessore relativamente piccolo (Boundary Layer) attraverso cui il vapor d'acqua viene scambiato dall'aria ambiente alla superficie essiccante per differenza di concentrazione. Al di fuori di questo strato, l'aria ambiente (flusso di Bulk) si assume che non abbia interazioni in termini di alcun genere con le condizioni superficiali del grano di silica gel. Nei problemi di scambio termico in genere si assume che la temperatura superficiale sia uguale sia dal lato solito sia dal lato fluido, a causa di assenza di una resistenza termica che ne generi un gradiente. Nei problemi di scambi di massa in genere invece questa condizione non si ottiene, poichè le concentrazioni in gioco si riferiscono da un lato ad un fluido e da un lato ad un solido con differenze di densità rilevanti, e le condizioni superficiali sono determinate dall'isoterma di adsorbimento che pone una condizione di equilibrio fra il titolo dell'aria X_s e il contenuto di umidità superficiale W_s ([35], [36]). In sostanza, l'assumere la temperatura sulla superficie del solido sia uguale per il fluido esterno e per solido non comporta la validità della stessa ipotesi parlando di problemi di trasferimento di massa.

Il problema così illustrato richiederebbe per la soluzione l'inversione di una matrice tridiagonale per ogni layer nella coordinata z del systema, per cui sarebbe uno sforzo computazionale notevole. Il problema diffusivo si può trattare anche tramite una formula analitica ottenuta da una adimensionalizzazione delle sue equazioni [34]. Indicando infatti con $\theta = C - C_\infty$ la generica differenza di concentrazione, $\theta_i = C_i - C_\infty$ la massima variazione possibile di concentrazione, $r^* = \frac{r}{R}$ il dominio radiale adimensionato di ciascuna sfera e $Fo_m = \frac{Dt}{R^2}$ il numero di Fourier massico (o tempo adimensionato) si ottiene il seguente sistema di equazioni sostitutive alle (4.38), (4.39), (4.40) e (4.41):

$$\frac{\partial^2\theta^*}{\partial r^{*2}} = \frac{\partial\theta^*}{\partial Fo_m} \tag{4.42}$$

$$\theta^*(r^*, 0) = 1 \tag{4.43}$$

$$\frac{\partial\theta^*}{\partial r^*}_{r^*=0} = 0 \tag{4.44}$$

$$\frac{\partial\theta^*}{\partial r^*}_{r^*=1} = -Bi_m\theta^*(1, t^*) \tag{4.45}$$

in cui $Bi_m = \frac{\beta R}{D}$ rappresenta il numero di Biot riferito al trasferimento di massa. Quest'ultimo è un numero adimensionato il cui valore è il rapporto fra due resistenze al moto: quella diffusiva all'interno del solito e quella del trasporto di massa esterno. Nei problemi termici, numeri di Biot inferiori a 0.1 in genere si trascura il gradiente temperatura all'interno del solido per cui lo scambio di calore è dominato dallo scambio convettivo con il flusso esterno, di conseguenza si può ricorrere ad una trattazione a parametri concentrati. Se esso è maggiore di 100, la resistenza conduttiva interna al solido non è più trascurabile ma bensì diventa la parte dominante per cui il gradiente di temperatura interno è molto maggiore rispetto a quello esterno. Per poter usare le soluzioni usate nello scambio termico in quello di massa, [36] introduce un coefficiente nella definizione del numero di Biot per far sì che esso riferito allo scambio termico e allo scambio di massa assuma lo stesso significato fisico e perciò consenta di fare le stesse ipotesi prima citate in base al suo valore (minore di 0.1 o maggiore di 100). La soluzione da [34] è rappresentata dalle seguente relazioni, ottenute tramite trasformate di Laplace:

$$\theta^* = \sum_{i=1}^{N} C_n exp(-\zeta_n^2 Fo_m) \frac{sin(\zeta_n r^*)}{\zeta_n r^*} \tag{4.46}$$

$$C_n = \frac{4[sin(\zeta_n) - \zeta_n cos(\zeta_n)]}{2\zeta_n - sin(2\zeta_n)} \tag{4.47}$$

dove i coefficienti ζ_n sono le soluzioni dell'equazione trascentente:

$$1 - \zeta_n cos\zeta_n = Bi_m \tag{4.48}$$

La risoluzione di questa equazione richiede metodi iterativi o numerici e prevede che una distribuzione radiale di concentrazione venga calcolata come sommatoria di N armoniche ciascuna con la propria soluzione ζ_n. Una prima approssimazione si può fare per numeri di Biot teoricamente infiniti (o maggiori di 100) per il quale le soluzioni sono rappresentate da multipli di π (π,2π,3π...,$N\pi$). Questo però corrisponde a supporre che lo scambio di massa principale sia quello diffusivo all'interno di una generica sfera, per cui la variazione di concentrazione esterna è nulla e la concentrazione all'equilibrio può essere sostituita da quella superficiale nel solido. Questa ipotesi non è però valida, dato che per scambio di massa con esterno la concentrazione superficiale continua a variare durante il processo. Analogamente non può essere modellato a parametri concentrati perché porterebbe al contrario a trascurare il gradiente interno di concentrazione, per cui in genere nel il numero di Biot sarà compreso fra 0,1 e 100.
Le soluzioni dell'equazione (4.48) sono state risolte in innumerevoli lavori in letteratura [45]

Roots of $\beta_n \cot \beta_n + L - 1 = 0$

L	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
0	0	4·4934	7·7253	10·9041	14·0662	17·2208
0·01	0·1730	4·4956	7·7265	10·9050	14·0669	17·2213
0·1	0·5423	4·5157	7·7382	10·9133	14·0733	17·2266
0·2	0·7593	4·5379	7·7511	10·9225	14·0804	17·2324
0·5	1·1656	4·6042	7·7899	10·9499	14·1017	17·2498
1·0	1·5708	4·7124	7·8540	10·9956	14·1372	17·2788
2·0	2·0288	4·9132	7·9787	11·0856	14·2075	17·3364
5·0	2·5704	5·3540	8·3029	11·3349	14·4080	17·5034
10·0	2·8363	5·7172	8·6587	11·6532	14·6870	17·7481
100·0	3·1102	6·2204	9·3309	12·4414	15·5522	18·6633
∞	3·1416	6·2832	9·4248	12·5664	15·7080	18·8496

Figura 4.9: Soluzioni equazione trascendente

Si nota che la generica soluzione ζ_n (o β_n) dipende dal numero di Biot e dal numero di armoniche fondamentali tramite le quali il problema viene risolto. Ciascuna delle n soluzioni in funzione di Bi tende asintoticamente al valore nπ mentre, fissando Biot e aumentando il numero di armoniche, la variazione di ζ è con buona approssimazione lineare:

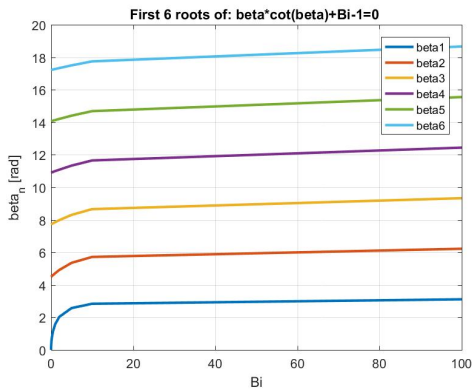


Figura 4.10: ζ=f(Bi)

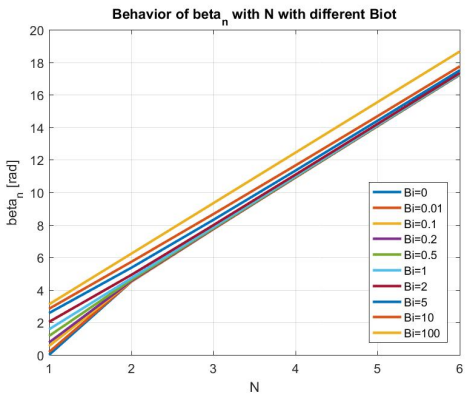


Figura 4.11: ζ=f(N)

Dato che in genere nella soluzione di tali problemi per un fissato numbero di Biot si devono ottenere N soluzioni dell'equazione trascendente, una regressione lineare sarebbe utile per ottenere la n-esima soluzione senza risolvere con metodi iterativi e complessi l'equazione (4.48). Ne consegue che coefficiente angolare e intercetta della relazione lineare sia in funzione di Bi, ottenendo una relazione nella forma:

$$\zeta(n) = A(Bi)n + B(Bi) \tag{4.49}$$

Tramite regressione lineare, il comportamento di A e B è stato ottenuto variando Biot da 0 a 100, oltre il quale si assume che esso sia infinito.

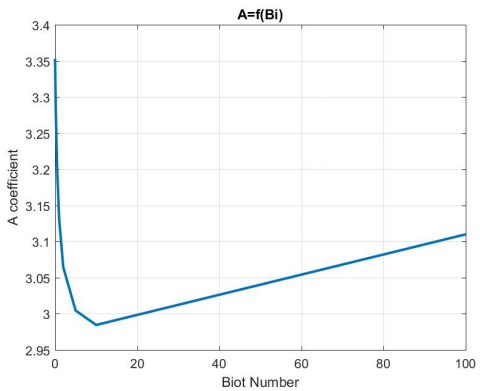


Figura 4.12: A in funzione di Biot

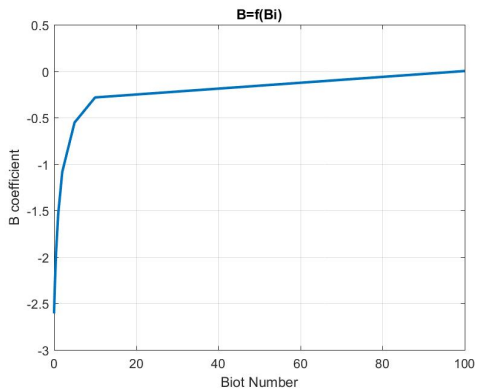


Figura 4.13: B in funzione di Biot

Il coefficiente angolare A e l'intercetta B sono ottenuti tramite una ulteriore interpolazione e le due relazioni che permettono di calcolarne il valore sono:

$$A(Bi) = \frac{0,001728Bi^2 + 2,935Bi + 2,929}{Bi + 0,8736} \tag{4.50}$$

$$B(Bi) = \frac{-0,0003268Bi^2 + 0,07456Bi - 3,966}{Bi + 1,521} \tag{4.51}$$

Una approssimazione della soluzione esatta rappresentata nella (4.46) valida per Fo_m >0,2 permette di approssimare la valutazione di N armoniche in due soli coefficienti C_1 e ζ_1, entrambi funzione del numero di Biot:

$$\theta^* = C_1 exp(-\zeta_1^2 Fo_m)\frac{sin(\zeta_1 r^*)}{\zeta_1 r^*} \tag{4.52}$$

Il valore dei coefficienti C_1 e ζ_1 sono rappresentati nella seguente tabella estratta da [34]:

	Plane Wall		Infinite Cylinder		Sphere	
Bi^{*}	ζ_1 (rad)	C_1	ζ_1 (rad)	C_1	ζ_1 (rad)	C_1
0.01	0.0998	1.0017	0.1412	1.0025	0.1730	1.0030
0.02	0.1410	1.0033	0.1995	1.0050	0.2445	1.0060
0.03	0.1723	1.0049	0.2440	1.0075	0.2991	1.0090
0.04	0.1987	1.0066	0.2814	1.0099	0.3450	1.0120
0.05	0.2218	1.0082	0.3143	1.0124	0.3854	1.0149
0.06	0.2425	1.0098	0.3438	1.0148	0.4217	1.0179
0.07	0.2615	1.0114	0.3709	1.0173	0.4551	1.0209
0.08	0.2791	1.0130	0.3960	1.0197	0.4860	1.0239
0.09	0.2956	1.0145	0.4195	1.0222	0.5150	1.0268
0.10	0.3111	1.0161	0.4417	1.0246	0.5423	1.0298
0.15	0.3779	1.0237	0.5376	1.0365	0.6609	1.0445
0.20	0.4328	1.0311	0.6170	1.0483	0.7593	1.0592
0.25	0.4801	1.0382	0.6856	1.0598	0.8447	1.0737
0.30	0.5218	1.0450	0.7465	1.0712	0.9208	1.0880
0.4	0.5932	1.0580	0.8516	1.0932	1.0528	1.1164
0.5	0.6533	1.0701	0.9408	1.1143	1.1656	1.1441
0.6	0.7051	1.0814	1.0184	1.1345	1.2644	1.1713
0.7	0.7506	1.0919	1.0873	1.1539	1.3525	1.1978
0.8	0.7910	1.1016	1.1490	1.1724	1.4320	1.2236
0.9	0.8274	1.1107	1.2048	1.1902	1.5044	1.2488
1.0	0.8603	1.1191	1.2558	1.2071	1.5708	1.2732
2.0	1.0769	1.1785	1.5994	1.3384	2.0288	1.4793
3.0	1.1925	1.2102	1.7887	1.4191	2.2889	1.6227
4.0	1.2646	1.2287	1.9081	1.4698	2.4556	1.7202
5.0	1.3138	1.2402	1.9898	1.5029	2.5704	1.7870
6.0	1.3496	1.2479	2.0490	1.5253	2.6537	1.8338
7.0	1.3766	1.2532	2.0937	1.5411	2.7165	1.8673
8.0	1.3978	1.2570	2.1286	1.5526	1.7654	1.8920
9.0	1.4149	1.2598	2.1566	1.5611	2.8044	1.9106
10.0	1.4289	1.2620	2.1795	1.5677	2.8363	1.9249
20.0	1.4961	1.2699	2.2881	1.5919	2.9857	1.9781
30.0	1.5202	1.2717	2.3261	1.5973	3.0372	1.9898
40.0	1.5325	1.2723	2.3455	1.5993	3.0632	1.9942
50.0	1.5400	1.2727	2.3572	1.6002	3.0788	1.9962
100.0	1.5552	1.2731	2.3809	1.6015	3.1102	1.9990
∞	1.5708	1.2733	2.4050	1.6018	3.1415	2.0000

Figura 4.14: Tabella coefficienti in funzione di Bi

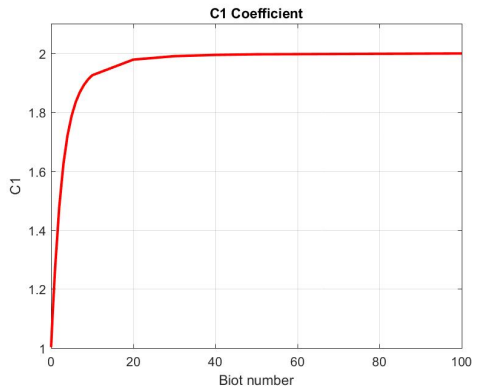


Figura 4.15: Coefficiente C1 per sfera

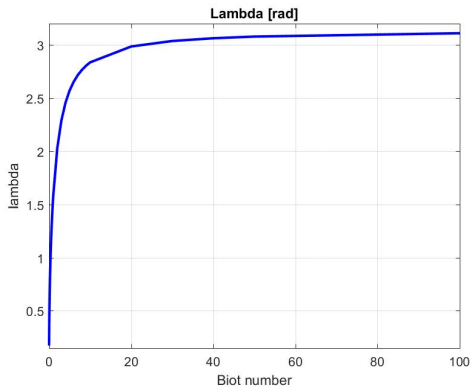


Figura 4.16: Coefficiente ζ_1 per sfera

Come si vede dai due grafici soprastanti, l'assumere Biot infinito porta a asintoticamente far si che ζ sia multiplo di π. La geometria di interesse è quella sferica quindi per un pratico uso di C_1 e ζ_1 si potrebbe ricorrere ad una interpolazione con il fine di ottenere direttamente C_1(Bi) e ζ_1(Bi). Le due formule ricavate sono:

$$C_1 = \frac{1,998Bi^2 + 7,203Bi + 12,65}{Bi^2 + 3,512Bi + 12,64} \tag{4.53}$$

$$\zeta_1 = \frac{3,166Bi^2 + 0.9566Bi + 0,007595}{Bi^2 + 1,529Bi + 0,08494} \tag{4.54}$$

Per semplificare il problema, si è trattato il fenomeno di diffusione tramite la definizione di resistente al trasferimento di massa lato aria e lato solido [27].
Per quanto riguarda il lato solido, le tre precedentemente citate quote di fenomeni diffusivi sono entrambi da tenere in considerazione nell'ambito di una resistenza interna equivalente. Il reciproco della resistenza ottenuta rappresenta un coefficiente di diffusione globale tenente conto dei tre fenomeni principali di Knudsen, molecolare e superficiale:

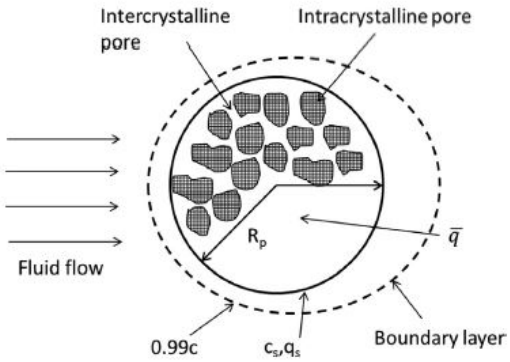


Figura 4.17: Schema sfera [27]

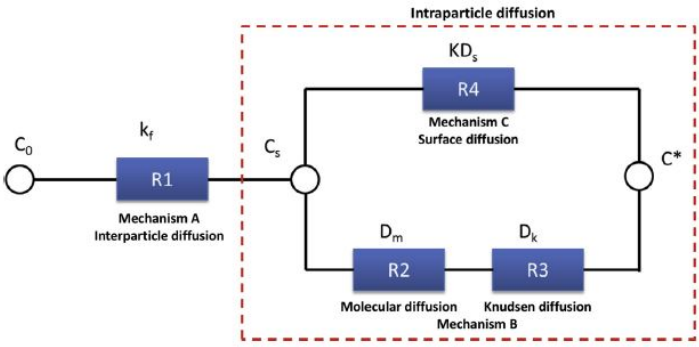


Figura 4.18: Schema resistenze al trasferimento di massa [27]

Le componenti molecolare e Knudsen sono entrambi dipendenti dalla dimensione dei

pori, per cui sono stati rappresentati come due resistenze in serie:

$$R_{pore} = R_2 + R_3 = \frac{\tau_p}{D_m} + \frac{\tau_p}{D_k} \tag{4.55}$$

Per ottenere la resistenza interna totale bisogna effettuare il parallelo fra queste due con la resistenza rappresentante il fenomeno di diffusione superficiale. Ne segue che fra i meccanismi B e C raffigurati nella figura 4.18 il fenomeno dominante dal punto di vista cinetico sarà quello più rapido (anche noto come Rate Determining Step). Dato che le tre resistenze interne sono in serie con quella rappresentata dal coefficiente esterno in A, globalmente a influenzare il fenomeno sarà il più lento delle due componenti.

$$D_{eff} = \frac{1}{R_{in}} = \frac{1}{R_{pore}} + \frac{1}{R_4} = \frac{1}{\frac{\tau_p}{D_m} + \frac{\tau_p}{D_k}} + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p}\frac{K_0 D_s}{\tau_s} \tag{4.56}$$

Tramite il calcolo del coefficiente globale di diffusione, si può calcolare un coefficiente di scambio di massa dovuto alla sola resistenza interna:

$$K_p = \frac{60\varepsilon_P D_{eff}}{d_p^2 K_0} \tag{4.57}$$

espresso in m/s, dove K_0 è una costante di equilibrio definito come $\frac{\rho_s W}{\rho_a X}$ e ε_P è il grado di vuoto della singola sfera di silica gel, assunto pari a 0,35.
Quest'ultimo è un coefficiente adimensionato che viene calcolato usando come condizioni di riferimento quelle in ingresso, ossia concentrazioni lato solido e lato aria del contenuto di acqua ([27], [38]). L'assunzione di base è che la regione in cui viene effettivamente scambiata massa all'interno del sistema (Mass Transfer Zone) abbia larghezza e forma del profilo di concentrazione costante (Constant-Pattern Behavior) e questo accade per isoterme favorevoli o lineari. Quando invece l'isoterma non è favorevole, la larghezza di questa regione continua a crescere e perciò non si può assumere che i profili di concentrazione abbiano sempre la stessa geometria. Per stabilire se l'isoterma sia o meno favorevole, bisogna osservare la pendenza/derivata dell'istoterma di adsorbimento: se per piccole variazioni delle concentrazioni lato gas si ha un grande aumento di concentrazione lato solido (R>1) essa è favorevole, viceversa in caso di isoterma sfavorevole che è una condizione tipicamente osservabile quando la capacità del materiale è prossima al 100% (R<1). Quando l'incremento è lo stesso per le due parti, l'isoterma è lineare (R=1)
Come già detto in precedenza questo rappresenta un coefficiente rappresentante un flusso di massa dalla superficie della sfera di materiale essiccante migrante verso gli strati più interni. Per poter valutare nel suo insieme lo scambio di massa, è necessario considerare anche il contributo del fluido di bulk esterno tramite la relazione (4.13) tramite un modello che consideri la serie di questi due fenomeni. Con queste assunzioni, si può ridurre l'equazione (4.38) in una forma tale da essere considerata come modellazione a parametri

concentrati. Ne consegue che l'equazione ottenuta sarà la medesima, ma con un coefficiente di massa ottenuto considerando globalmente resistenza interna ed esterna (in caso di mancata considerazione di diffusione, solo quella esterna veniva impiegata) e con una concentrazione solida di riferimento che non sarà più quella nelle superfici delle sfere del layer considerato, ma la media volumetrica della concentrazione al loro interno. Perciò, analogamente a come si procede per calcolare un coefficiente globale di scambio termico, il coefficiente globale di scambio di massa K_G in m/s viene calcolato come [27]:

$$\frac{1}{K_G a_s} = \frac{1}{a_s \frac{h_m}{\rho_a}} + \frac{1}{(1-\varepsilon_b) K_p K_0} \tag{4.58}$$

Per ottenere un coefficiente valido dal punto di vista delle unità di misura, è necessario moltiplicare il coefficiente K_G ottenuto per la densità dell'aria.

4.2.4 Bilancio termico aria

Il bilancio termico è espresso nella (4.3). Qui i fattori che ne influenzano l'andamento nello spazio e nel tempo sono molteplici. Il primo è rappresentato dal fenomeno di trasporto dovuto ad una portata non nulla e genera un gradiente termico lungo la direzione assiale di interesse nel modello per advezione; il secondo termine rappresenta lo scambio di calore fra aria e silica gel per convezione ; il terzo componente modella le dispersioni termine fra aria all'interno del sistema e aria ambiente attraverso le superfici laterali; vi è poi un termine dovuto allo scambio termico fra aria e acqua all'interno delle tubazioni dello scambiatore di calore, passando prima attraverso al superficie alettata; infine, l'ultimo termine rappresenta un termine aggiuntivo di calore dovuto a effetti di attrito interni dovuti al moto dell'aria. Inizialmente, essendo rapida la deumidificazione, l'aria acquista calore rapidamente sotto forma latente perciò la temperatura nelle prime fasi crescerà. Questo fenomeno si presenta fino ad una condizione di equilibrio in cui il calore acquistato dalla deumidificazione è uguale a quello scambiato con il letto, dopodiché la minor capacità dell'acqua di cedere vapore acqueo (dovuto alla crescita del titolo in equilibrio con la silica gel) fa si che la temperatura dell'aria inizi a scendere fino ad un valore pari a quello ambiente. In questa condizione, aria e silica gel non sono più in grado di scambiare umidità e calore perché quest'ultima è satura di acqua. Si noti come tutte le componenti convettive risultino proporzionali sostanzialmente ai coefficienti di scambio termico interessati, alla superficie per unità di volume analizzata e alla differenza di temperatura fra i due corpi interessati.

Il metodo numerico prevede che l'equazione (4.3) diventi:

$$\begin{aligned} \varepsilon_b \rho_a cp_a \frac{Ta_i^{n+1} - Ta_i^n}{\Delta t} dv &= -\dot{m}_a cp_a \frac{Ta_i^{n+1} - Ta_{i-1}^{n+1}}{\Delta z} dz + ha_s (Ts_i^n - Ta_i^{n+1}) dv \\ &- U_l a_l (Ta_i^{n+1} - T_{amb}) dv - Ua_f (Ta_i^{n+1} - Tw_i^n) dv + Q_f dv \end{aligned}$$

L'ultimo termine Q_f aggiunto rappresenta il calore scambiato per fenomeni di attrito fra silica gel e aria, calcolato tramite la (4.23). Il sistema diventa:

$$\begin{aligned} Ta^{n+1}M_T &= Q_T = Ta^n + \Delta t B_2 Ts^n + \Delta t B_3 Tw^n + \Delta t B_4 T_{amb} + \Delta t Q_f \\ Ta^{n+1} &= M_T^{-1} Q_T \end{aligned}$$

Analogamente al bilancio di umidità dell'aria anche la matrice M_T è una matrice sparsa bidiagonale con elementi non nulli sulla diagonale inferiore e principale, impostate come:

$$\begin{aligned} D_P &= 1 + \Delta t(B_1 + B_2 + B_3 + B_4) \\ D_P &= -\Delta t(B_1) \end{aligned}$$

i quali coefficienti caratterizzanti sono:

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{v_a}{\varepsilon_b \Delta z} \\ B_2 &= \frac{ha_s}{\varepsilon_b \rho_a cp_a} \\ B_3 &= \frac{Ua_s}{\varepsilon_b \rho_a cp_a} \\ B_4 &= \frac{U_l a_l}{\varepsilon_b \rho_a cp_a} \\ Q_f &= \frac{\dot{m}_a}{2} \left(\frac{\dot{m}_a}{A_b \rho_a \varepsilon_b} \right)^2 \left(\frac{a_s \zeta}{\varepsilon_b A_b} \right) \frac{1}{\varepsilon_b \rho_a cp_a} \end{aligned}$$

L'equazione da risolvere necessita di una condizione al contorno e di una condizione iniziale:

$$\begin{aligned} T_a(z, t = 0) &= T_{a0} \\ T_a(z = 0, t) &= T_{ai} \end{aligned}$$

in cui T_{a0} viene assunti uguale a T_{ai}, ovvero la temperatura in ingresso al sistema adsorbente. Questa è stata monitorata durante i test, per cui il suo valore è noto da dati sperimentali. Il vettore di termini noti Q_T e la matrice devono essere impostati come segue:

$$\begin{aligned} M_T(1,1) &= 1 \\ M_T(1,2) &= 0 \\ Q_T(1) &= T_{ai} \end{aligned}$$

4.2.5 Bilancio termico silica gel

Osservando l'equazione (4.4) si nota come vi siano due fattori che intercorrono a modificare la temperatura del letto. Il primo termine è dovuto allo scambio di massa superficiale che porta quindi a una variazione del contenuto di umidità presente sulla superficie della silica gel. Variando il contenuto di acqua superficiale, varia anche il calore di adsorbimento che viene rilasciato dal letto durante il processo. Il secondo termine invece è dovuto allo scambio termico convettivo fra aria e silica gel a temperature diverse. Entrambi sono proporzionali al parametro a_s, ossia la superficie per unità di volume disponibile dalle sfere di silica gel, ma durante il processo il peso di questi influenzerà l'andamento di temperatura del materiale. Inizialmente infatti vi è un rapido scambio di umidità con l'aria dato che vi è la maggior differenza di concentrazione, per cui il contenuto superficiale di acqua varia rapidamente e di conseguenza il termine dovuto al calore di adsorbimento causerà un incremento della temperatura del letto. La situazione si ferma quando il calore prodotto da reazione sarà uguale al termine convettivo, per cui tutto il calore viene dissipato in aria e il letto raggiunge la sua massima temperatura. Dopo ciò lo scambio termico convettivo diventerà il termine dominante, risultando in un conseguente raffreddamento della silica gel. Modificando numericamente l'equazione (4.4), si ottiene il seguente sistema:

$$\begin{aligned} C_b\rho_s(1-\varepsilon_b)\frac{Ts_i^{n+1}-Ts_i^n}{\Delta t} &= H_A h_m a_s(xa_i^n - \overline{x}_i^n) - ha_s(Ts_i^{n+1} - Ta_i^n) \\ Ts^{n+1} &= \frac{Ts^n + \Delta t C_1(xa^n - \overline{x}^n) + \Delta t C_2 T_a^n}{1+\Delta t C_2} \end{aligned}$$

in cui i coefficienti presenti sono calcolati come:

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{H_A K_G a_s}{\rho_s(1-\varepsilon_b)cp_s} \\ C_2 &= \frac{ha_s}{\rho_s(1-\varepsilon_b)cp_s} \end{aligned}$$

Nella equazione è stata trascurata il gradiente termico presente all'interno delle sfere, associando quindi ad ognuna di essa da equilibrio termico la temperatura dell'aria circostante. Questo perché utilizzando la silica gel in grani/sfere di diametro di qualche millimetro gli scambi termici dominanti sono quelli convettivi con l'aria, mentre risultano trascurabili quelli conduttivi all'interno della stessa, risultando alti in numeri di Biot che avvalorano questa ipotesi. Essendo una equazione differenziale di primo grado rispetto al tempo essa necessita una condizione iniziale:

$$T_s(z, t=0) = T_{s0}$$

Inoltre, ad inizio processo di adsorbimento si suppone una iniziale situazione di equilibrio fra aria e batteria adsorbente, per cui la temperatura T_{s0} è stata assunta uguale a quella iniziale dell'aria T_{a0}, ossia quella ambiente.

4.2.6 Bilancio termico acqua

Il bilancio espresso nella equazione (4.5) rappresenta un elemento fondamentale nell'analisi dello scambio termico del sistema. La presenza di acqua all'interno delle tubazioni rappresenta infatti un pozzo termico che tende a diminuire istante per istante la temperatura del letto, nonostante fra le due fasi adsorbimento/rigenerazione vi siano grandi differenze. Nella prima l'acqua è in stato di quiete dato che la pompa di circolazione è spenta per cui lo scambio termico avrà un peso relativamente basso. In rigenerazione la pompa di circolazione garantisce continuità al flusso di acqua a temperatura più alta, per cui il calore trasferito sarà molto maggiore. In entrambi i casi però si può considerare il calore trasferito/ceduto dall'acqua attraverso la superficie del banco alettato. Nell'equazione che rappresenta l'andamento di temperatura dell'acqua è influenzata da due fattori, come si vede dalla equazione (4.5): il primo è dovuto al fenomeno di advezione e di trasporto di calore lungo la coordinata in analisi (presente solo in rigenerazione dato che in adsorbimento la portata è nulla) e lo scambio termico attraverso il banco di alette con l'aria di processo. Il sistema da risolvere è discretizzato come segue:

$$\begin{aligned}
\rho_w cp_w \frac{Tw_i^{n+1} - Tw_i^n}{\Delta t} dv &= -\dot{m}_w cp_w \frac{Tw_i^{n+1} - Tw_{i-1}^{n+1}}{\Delta z} dz + Ua_f (Tw_i^{n+1} - Ta_i^n) dv \\
Tw^{n+1} M_w &= Q_w = Tw^n + \Delta t D_2 Ta^n \\
Tw^{n+1} &= Q_w M_w^{-1}
\end{aligned}$$

Le diagonali principali della matrice (bidiagonale) ottenuta sono:

$$\begin{aligned}
D_P &= 1 + \Delta t (D_1 + D_2) \\
D_{INF} &- \Delta t D_1
\end{aligned}$$

I coefficienti interessati sono:

$$\begin{aligned}
D_1 &= \frac{\dot{m}_w}{\rho_w A_b \Delta z} \\
D_2 &= \frac{Ua_s}{\rho_w cp_w}
\end{aligned}$$

L'equazione differenziale di primo grado rispetto spazio e tempo richiede una condizione al contorno e una condizione iniziale:

$$T_w(z=0,t) = Tw_i$$
$$T_w(z,t=0) = Tw_0$$

Analogamente come svolto per temperatura e umidità aria, la temperatura iniziale Tw_i è nota da dati sperimentali e il campo di temperatura iniziale Tw_0 è stato assunto uguale a questa. Vista la condizione al contorno, bisogna impostare matrice e vettore termine noto come:

$$\begin{aligned} M_W(1,1) &= 1 \\ M_W(1,2) &= 0 \\ Q_W(1) &= T_{wi} \end{aligned}$$

4.3 Procedura numerica

Il sopra citato modello segue una procedura prestabilita:

1. Caricamento dati sperimentali del test numero N dal file "TESTN.txt" (time, RH$_{in}$, RH$_{out}$, Ta$_{in}$, Ta$_{out}$, Xa$_{in}$, Xa$_{out}$, RH$_{UTA}$, T$_{UTA}$, Tw$_{in,1}$, Tw$_{in,2}$, Tw$_{out,1}$, Tw$_{out,2}$, G$_1$, L$_{cell}$);
2. Settaggio condizioni iniziali del modello (W(z,t=0), Ta(z,t=0), Xa(z,t=0), Ts(z,t=0));
3. Scelta tempo simulazione;
4. Calcolo portata ventilatore (Q$_{ADS}$ o Q$_{RIG}$);
5. Calcolo proprietà termofisiche del sistema (ρ_a, μ_a, v$_a$, Re, H$_A$, D$_M$, D$_{KN}$, D$_S$, Sc, cp$_a$, cp$_s$, h$_m$, K$_G$, h);
6. Calcolo condizioni di equilibrio del materiale adsorbente da isoterma adsorbimento: $\overline{x}$ = f(W,RH$_s$);
7. Costruzione coefficienti matrici e matrici di titolo aria, temperatura aria e temperatura acqua (M$_A$, M$_T$, MW);
8. Calcolo soluzione delle equazioni del modello (Xa^{n+1}, Ta^{n+1}, W^{n+1}, Ts^{n+1}, Tw^{n+1}) e salvataggio valori in uscita (Xa^{n+1}(end), Ta^{n+1}(end));
9. Aggiornamento parametri per iterazione successiva (Xa^n=Xa^{n+1}, Ta^n=Ta^{n+1}, W^n=W^{n+1}, Ts^n=Ts^{n+1}, Tw^n=Tw^{n+1});
10. Ripetere dal punto 5 fino a compimento del totale tempo di simulazione.

5 Risultati test sperimentali

I test sono stati condotti presso il Laboratorio DENERG del Politecnico di Torino e di seguito sono riportati i grafici relativi alle misurazioni eseguite:

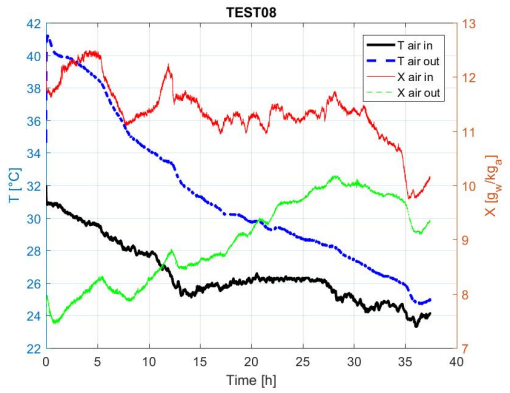


Figura 5.1: Dati TEST08

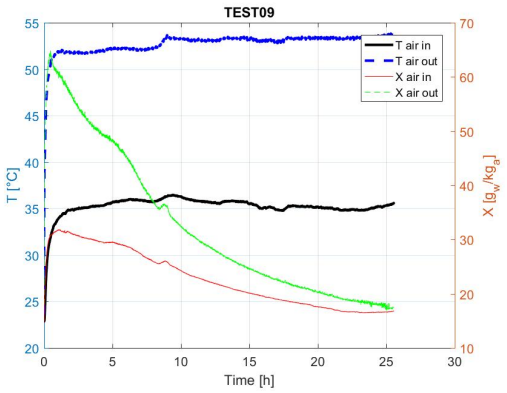


Figura 5.2: Dati TEST09

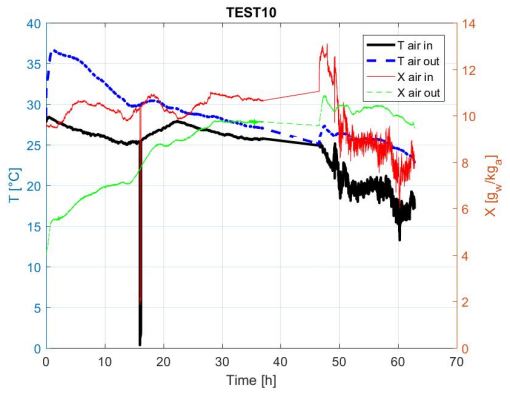


Figura 5.3: Dati TEST10

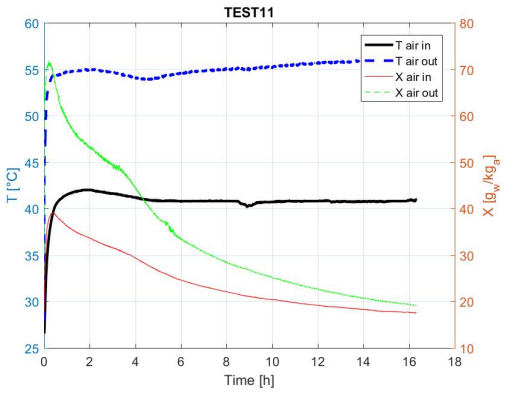


Figura 5.4: Dati TEST11

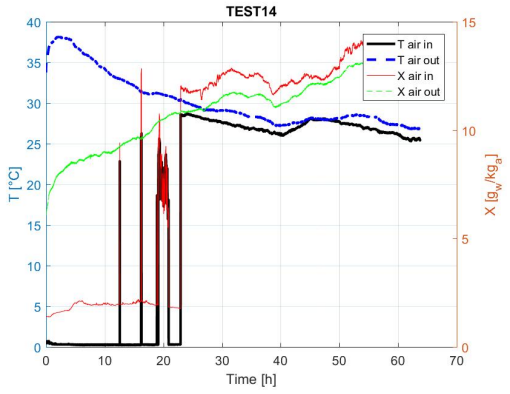


Figura 5.5: Dati TEST14

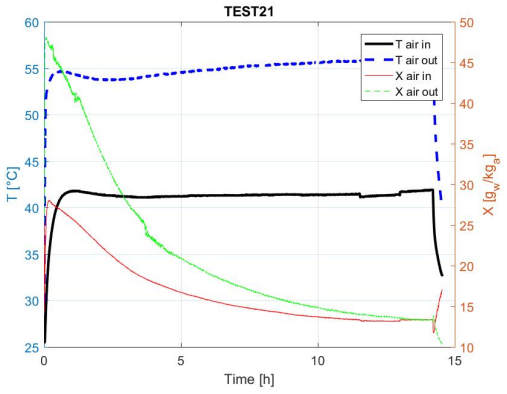


Figura 5.6: Dati TEST21

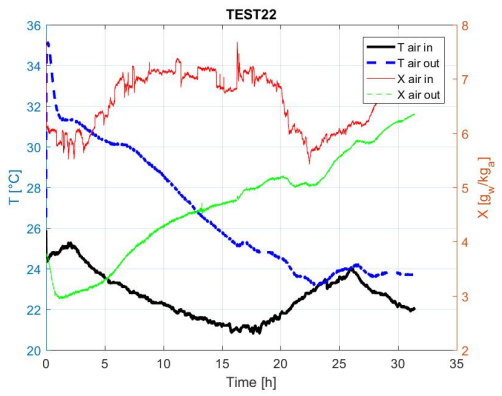


Figura 5.7: Dati TEST22

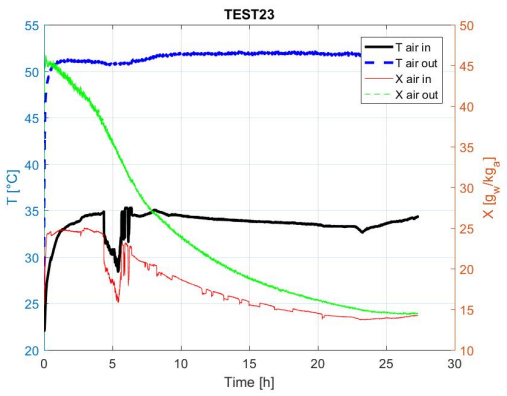


Figura 5.8: Dati TEST23

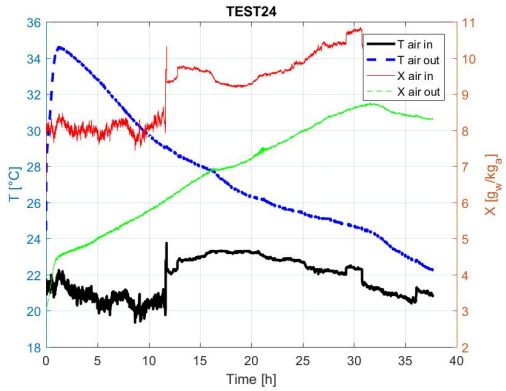


Figura 5.9: Dati TEST24

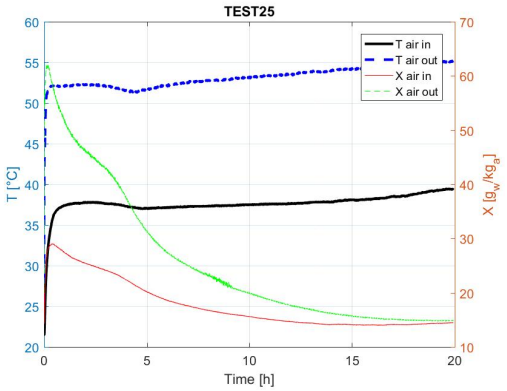


Figura 5.10: Dati TEST25

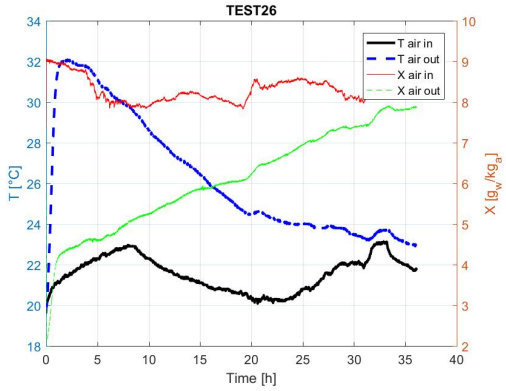


Figura 5.11: Dati TEST26

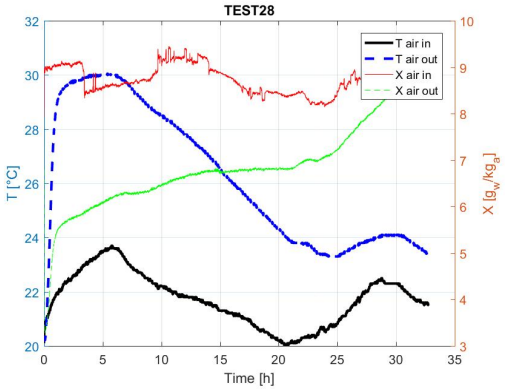


Figura 5.12: Dati TEST28

Si può notare da alcuni grafici come il sensore di temperatura in ingresso sia stato soggetto a difetti di misura in molti test sopratutto di adsorbimento, per cui all'interno del modello numerico al fine di poter simulare correttamente più configurazioni provate si è usata la misurazione disponibile della temperatura della UTA che è stata tarata

in maniera tale da coincidere con quella in ingresso al letto adsorbente. Oltre questa correzione, si osservi che la temperatura ambiente del laboratorio test non è mai stata costante ma presenta periodiche oscillazioni durante le ore del giorno.

5.1 Consumi energetici

I test di adsorbimento in cui si cattura l'acqua presente nell'aria all'interno del materiale essiccante presentano come voce di consumo solamente la parte elettrica dovuta alla potenza del ventilatore. L'energia consumata in questa fase è facilmente calcolabile moltiplicando la potenza del ventilatore per il tempo della prova vista l'assenza di dati sperimentali sulle effettive perdite di carico. Durante i test di rigenerazione invece alla sopracitata quota relativa al consumo del ventilatore (provato a diversi livelli di potenza) si aggiungono anche i consumi elettrici della pompa del circuito primario, del circuito di condensazione e del circuito secondario in cui opera il prototipo. Inoltre, a differenza della fase precedente, il desorbimento è una reazione endotermica che perciò per poter avere luogo richiede calore: nel caso, il calore viene fornito per soddisfare la richiesta di calore (sotto forma latente) da parte dell'acqua accumulata per evaporare ed essere convogliata nel condensatore. Questo può essere calcolato in forma specifica per ottenere un consumo termico per unità di litri di acqua prodotta:

$$e_{th} = \frac{E_{th}}{V_w} \tag{5.1}$$

$$E_{th} = \sum_{i=1}^{N} P_{th,i} \Delta t_i \tag{5.2}$$

$$P_{th,i} = \dot{m}_w Cp_w (T_{w,in} - T_{w,out}) \tag{5.3}$$

La portata di acqua da usare è quella nel circuito secondario ed è ottenuta da bilancio sullo scambiatore di calore a piastre che collega circuito primario a secondario:

$$G_2 = \frac{G1|(T_{out,1} - T_{in,1})|}{(T_{out,2} - T_{in,2})}$$

Di seguito sono riportati i consumi di vari test:

Test number	Time [h]	E_{el} [kWh]	e_{th} [kWh/l]	ΔW [kg]
8-A	37,412	1,571	0,000	-
10-A	62,821	2,638	0,000	-
14-A	63,765	2,678	0,000	4,763
22-A	31,419	1,320	0,000	3,399
24-A	37,683	1,583	0,000	5,438
26-A	36,084	1,516	0,000	4,858
28-A	32,755	1,376	0,000	4,266
9-R	25,553	0,322	-	-
11-R	16,315	0,343	-	-
21-R	14,549	0,428	1,970	-3,440
23-R	27,306	0,344	2,483	-3,522
25-R	19,922	0,418	2,043	-4,968

Tabella 5.1: Consumi energetici test

in cui A e R indicano i test di adsorbimento o rigenerazione. Nei test di rigenerazione si è esclusa la quota relativa il consumo elettrico delle pompe di alimento.

5.2 Ratei di adsorbimento/desorbimento

In genere, si può notare come i processi rigenerativi in genere siano molto più rapidi rispetto a quelli adsorbenti. I test adsorbimento hanno avuto durata compresa per la maggior parte fra le 30-35 ore di funzionamento, mentre i test desorbimento richiedono un periodo compreso fra 18-20 ore. La differente velocità fra le due fasi risiede nel fatto che non vi è una forzante termica a favorire l'adsorbimento, dato che come si è visto dalle curve ottenute in camera climatica la deumidificazione da parte della silica gel è favorita a temperature di funzionamento più basse. Inoltre, la generazione di calore non è continua, ma è correlata con lo scambio di umidità e alle condizioni di equilibrio sulla superficie in termini di pressione parziale: il rateo di adsorbimento rapido iniziale porta l'aria a scaldarsi velocemente nelle prime fasi e ad un rapido aumento della pressione parziale lungo la superficie dei grani di silica gel, ma mentre il letto tende a saturare di acqua questa si raffredda riportandosi alla fine alle condizioni ambiente. Nei test rigenerativi invece vi è una forzante termica che contribuisce a fornire calore a una temperatura circa costante per poter deumidificare la batteria. Il mantenere costante questa temperatura, implica che anche la pressione parziale dell'umidità catturata resti circa inalterata durante il processo, per cui (ricordando che umidificazione/deumidificazione sono proporzionali alla differenza di concentrazione di vapore acqueo fra aria di Bulk e aria in equilibrio con il materiale) il processo risulta più veloce. Questo si nota particolarmente nei grafici successivi tramite il Dehumidification Rate:

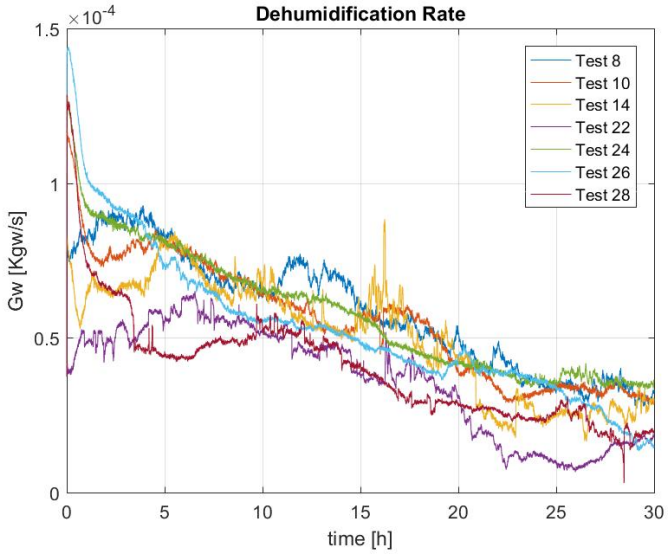


Figura 5.13: Dehumidification Rate test adsorbimento

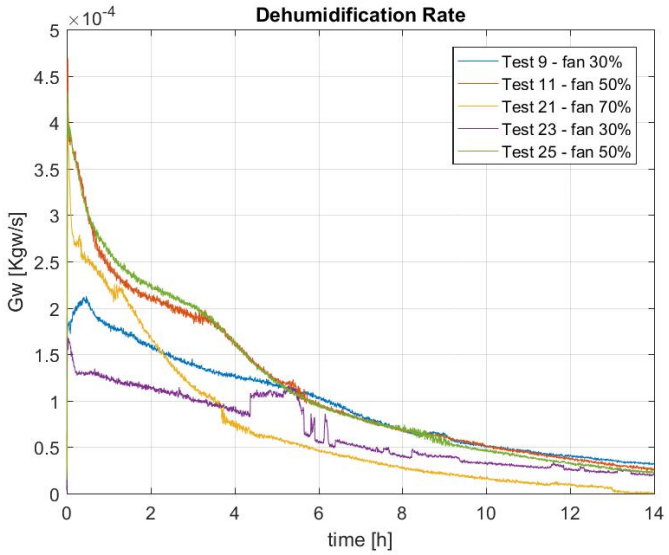


Figura 5.14: Dehumidification Rate test rigenerazione

da cui si nota come i test rigenerativi raggiungono esponenzialmente una condizione di equilibrio molto prima dei test di adsorbimento. Il Dehumidification Rate è stato calcolato come:

$$G_w = \frac{\rho_a Q_{fan}}{3600} \left(X_{out} - X_{in}\right) \tag{5.4}$$

La rigenerazione termina quando l'umidità nel letto si porta in equilibrio con la sua temperatura, per cui sarà sempre presente della umidità residua. Teoricamente per poter proseguire la deumidifazione sarebbero necessarie temperature maggiori.
Per cui in sostanza le dinamiche del processo di adsorbimento dipendono sopratutto dalle

condizioni ambientali (T e RH) e dal contenuto di acqua già presente nella batteria; in rigenerazione, le dinamiche sono dettate sopratutto dalla temperatura a cui si sceglie di deumidificare il materiale essiccante e l'influenza dell'ambiente è presente in termini di condensazione, perché si è scelto di usare la temperatura ambiente (inviata dalla UTA) per condensare il vapore acqueo presente nell'aria.

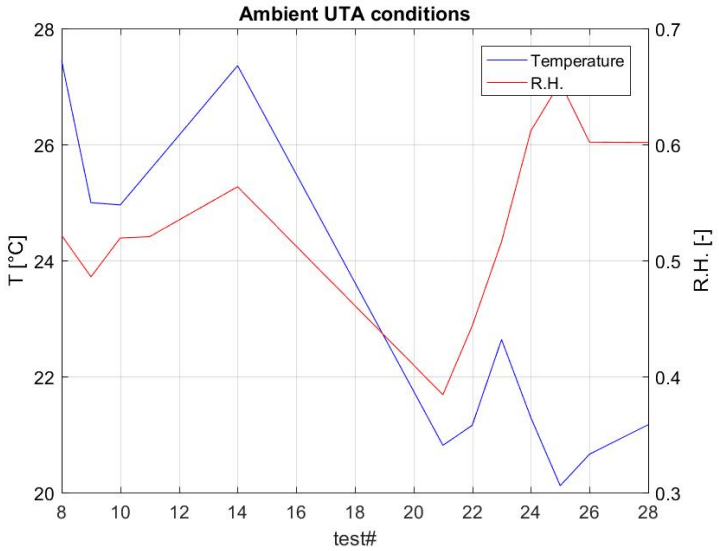


Figura 5.15: Condizioni medie ambiente - UTA

E' evidente come le condizioni ambientali influiscano sulle prestazioni. I primi test sono stati svolti in ambiente più caldo per cui l'aria è più calda e relativamente secca mentre gli ultime prove sono caratterizzate da ambiente più freddo e più umido. Il titolo dell'aria risulta maggiore nelle prime condizioni. Questo influenza il comportamento del sistema:

- nei primi test l'acqua è più carica di vapore acqueo, per cui c'è possibilità di estrarre maggiori quantità di acqua. Tuttavia, la maggiore temperatura ambiente vincola la fase di condensazione;
- negli ultimi test il titolo dell'aria ambiente è minore per cui il quantitativo di acqua estraibile è minore, ma la minore temperatura ambiente favorisce la fase di condensazione visto il maggior raffreddamento sotto il punto di rugiada.

Inoltre, dalla figura 5.14 si nota una ulteriore dipendenza delle prestazioni dalla portata del ventilatore. Regolando il ventilatore dal 30% al 70% il processo è più rapido sopratutto nelle fasi centrali e permette, nonostante una convergenza alla condizione di equilibrio, una deumidificazione finale maggiore. Per cui per migliorare le prestazioni durante la rigenerazione occorre regolare il ventilatore su percentuali di potenza vicine a quella nominale.

5.3 Analisi acqua

I campioni di acqua dai test rigenerativi sono stati raccolti in comuni bottiglie di vetro e le successive analisi sono state svolte presso il John Higgins Lab Princeton - Environmental Institute. I risultati ottenuti sono presentati tramite le concentrazioni parziali dei vari componenti elementari, ovvero le loro pressioni parziali all'interno del campione raccolto,usando come unità di misura il cPs (corrispondenti a 1 mPa/s). Per avere un confronto con una acqua potabile, i campioni dei test sono stati confrontati con le stesse analisi effettuate su un campione di acqua prelevata da rubinetto che viene considerata come acqua di riferimento. Le analisi sull'acqua ricavata sperimentalmente sono riportate di seguito:

Element	Y(cPs) - Test 21	Y(cPs) - Test 23	Y(cPs) - Test 25
Li	822191	680562	446330
B	992518	789684	559829
Na	157201232	181188697	179041383
Mg	14402210	10110597	14699876
Al	83358108,68	83905518,33	65611223,01
P	231632,755	222463,3585	227557,9595
K	74647635,49	54975802,83	44231348,04
Ti	1171457,633	853161,5608	999964,3506
Cr	205678,4992	296475,7193	169136,7612
Mn	11263863,89	11484328,82	7299577,715
Ni	2966142,458	1910690,346	718053,1664
Cu	869206,0071	306222,5168	338523,7039
Zn	213339547,6	187649336,6	129413562,9
Cd	31540,23193	36554,58323	20516,83382
In	8502,900993	17512,74961	8503,141238
Sn	1107491,673	1575534,411	986988,9635
Sb	13007,12408	15009,16569	16011,24848
I	350884,0394	289309,7444	213819,0444
Pb	560854,9271	149895,3599	62656,65168

Tabella 5.2: Concentrazione elementi su campioni di acqua

Di seguito sono invece riportate le analisi effettuate sull'acqua di riferimento:

Element	Y(cPs)
Li	162045
B	378710
Na	1532448219
Mg	1652212155
Al	505003,2271
P	101944,3914
K	335372410,5
Ti	29535488,85
Cr	819512,6212
Mn	21518,59615
Ni	110991,8045
Cu	82775,42382
Zn	71202,21429
Cd	21018,29645
In	11005,48298
Sn	1201861,222
Sb	8502,900993
I	81767,37696
Pb	7002,320852

Tabella 5.3: Concentrazione elementi in acqua riferimento

I valori ricavati presentano talvolta esponenti troppo grandi per essere rappresentati nello stesso grafico, per cui il grafico successivo illustra il rapporto fra la concentrazione dell'elemento i-esimo nei vari test con lo stesso dell'acqua da rubinetto:

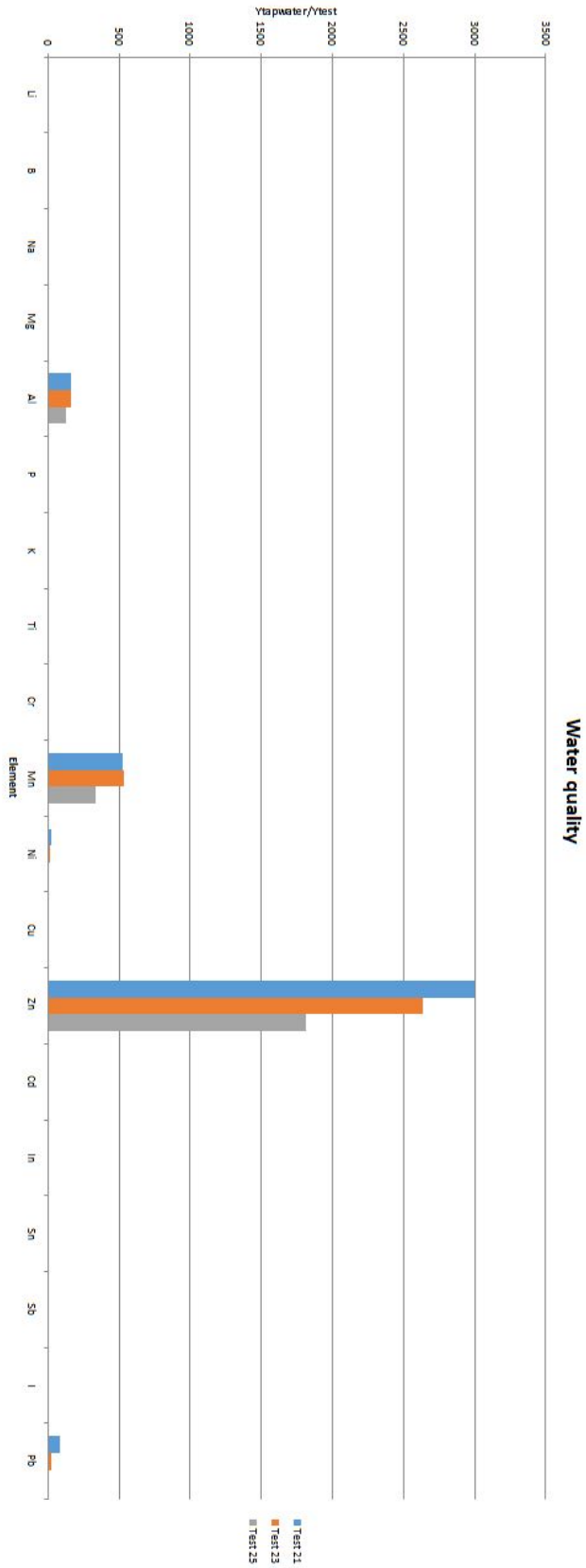


Figura 5.16: Confronto acqua test e riferimento

Come si vede dal grafico precedente, nell'acqua prodotta vi sono quantità di alcuni metalli di molti ordini di grandezza predominanti rispetto alle altre sostanze, ed è il caso di alluminio, manganese, piombo e sopratutto zinco. Quest'ultimo è superiore di addirittura 2000-3000 volte rispetto all'acqua da rubinetto, seguito dal manganese la cui quantità sfora di circa 400-500 volte il valore di riferimento. L'alluminio è maggiore di circa 150 volte e il piombo partendo da un valore di quasi 100 volte superiore tende a decrescere fortemente nell'arco dei tre test. Di ordini di grandezza molto minore è l'eccedenza riscontrata in litio, boro, fosforo, rame, antimonio e iodio comprese fra le 2 e le 5 volte maggiori rispetto all'acqua di riferimento. Per cadmio e nichel si presenta una concentrazione in diminuzione nei tre test analizzati partendo inizialmente da un valore di eccedenza di anche 10 volte superiore rispetto ai precedentemente citati elementi.
Per i restanti elementi la situazione è differente: per indio e stagno si ha una concentrazione nei tre test mediamente simile a quella normalmente contenuta nell'acqua di riferimento, mentre per sodio, manganese, potassio, titanio e cromo si hanno valori di molto inferiori. Sodio e magnesio sono 1-10 volte inferiori ai valori confrontati, potassio e cromo hanno valori simili rappresentanti il 20-25% mentre il titanio risulta essere l'elemento meno riscontrato, con concentrazioni medie intorno al 3%.
Ne risulta perciò che l'acqua prodotta non è immediatamente consumabile dopo la sua estrazione, ma richiede processi di trattamento per poterla rendere tale e assimilabile dall'organismo.

6 Validazione modello

La validazione del modello è stata effettuata confrontando il risultato espresso dal modello numerico implementato e i dati sperimentali. Per poter valutarne l'accuratezza è necessario calcolare l'errore relativo R.E., varianza σ^2 e scarto quadratico medio σ o RMS (Root Mean Square) fra misura sperimentale e modello numerico tramite le seguenti relazioni, indicando con X la generica misurazione:

$$\begin{aligned} R.E. &= \frac{|X_{model} - X_{exp}|}{X_{exp}} \\ \sigma &= RMS = \sqrt{\frac{\Sigma_{i=1}^{N}\left(\frac{X_{model}-X_{exp}}{X_{exp}}\right)^2}{N}} \\ \sigma^2 &= \frac{\Sigma_{i=1}^{N}\left(\frac{X_{model}-X_{exp}}{X_{exp}}\right)^2}{N} \end{aligned}$$

Rispetto ai modelli analizzati in [20] e [43] una ipotesi non valida è la trascurabilità delle perdite di carico del sistema adsorbente vista la lunghezza monodimensionale analizzata molto maggiore (7-15cm contro 65cm del presente lavoro). In genere le perdite di carico vengono trascurate nelle configurazioni packed bed se la lunghezza è minore di 15cm. Nel caso in esame, si è verificato che numericamente un campo di velocità lineare crescente all'interno del modello simula più correttamente il processo, rispetto a un campo di velocità costante o decrescente. La velocità ottenuta con i polinomi Q_{ADS} e Q_{RIG} è stata misurata sul condotto in uscita, per cui essa è nota. Tramite il teorema di Bernoulli e note le perdite di carico dalla equazione di Ergun nella (4.31) si può calcolare la velocità in ingresso:

$$\begin{aligned} p_i + \rho g h + \frac{1}{2}\rho v_i^2 &= p_o + \rho g h + \frac{1}{2}\rho v_o^2 \\ v_i &= \sqrt{v_o^2 + \frac{2(p_o - p_i)}{\rho}} \end{aligned}$$

Dato che $p_o < p_i$ si noti come la velocità in ingresso sarà minore rispetto a quella di uscita, ottenendo il cosiddetto effetto Venturi: mantenendo portata costante, un restringimento della sezione dovuto all'area di passaggio fra una sfera e l'altra genera un aumento di velocità.

Infine, per effettuare le simulazioni si è usata una discretizzazione nella coordinata assiale di Δz di 3 mm (pari al diametro medio delle sfere) e un time step di Δt di 1 s simulando un totale di 10 ore di test. Inoltre si è osservato un miglior comportamento del modello rispetto ai dati sperimentali trascurando le perdite di calore verso l'esterno, per cui questo termine nel bilancio termico dell'aria è stato trascurato. Il tortuosity factor è stato assunto

impostato uguale a 1.
La correzione della temperatura in ingresso è necessaria visto il comportamento dei sensori in alcuni test, specialmente per il numero 14 e 24.

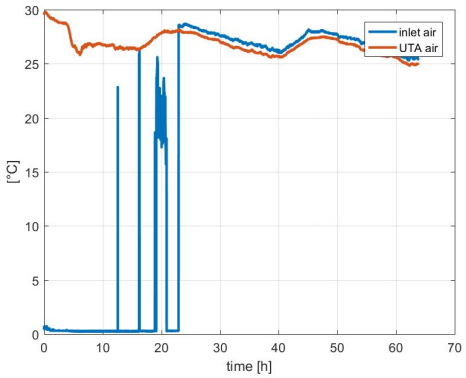


Figura 6.1: Temperature ingresso test 14

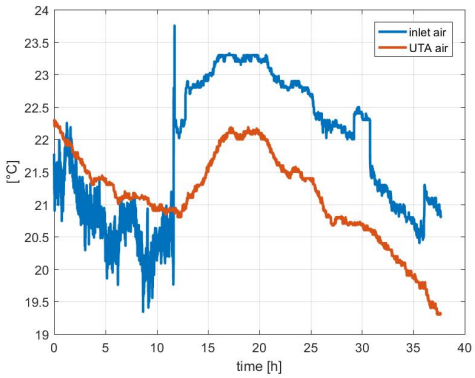


Figura 6.2: Temperature ingresso test 24

Da questi risulta evidente che utilizzare la temperatura della UTA incrementata di un grado centigrado è un buon compromesso ai fini della simulazione numerica.
Di seguito sono riportati i risultati dal confronto del modello con i dati sperimentalmente ottenuti nei test 8, 10, 14, 22, 24, 26 e 28. I risultati confrontati sono titolo e temperatura aria in uscita dalla batteria. Analogamente alla fase di adsorbimento, per la rigenerazione sono riportati i grafici relativi all'andamento temporale dell'errore di titolo e temperatura aria in uscita dal sistema per i test 9, 11, 21, 23 e 25.

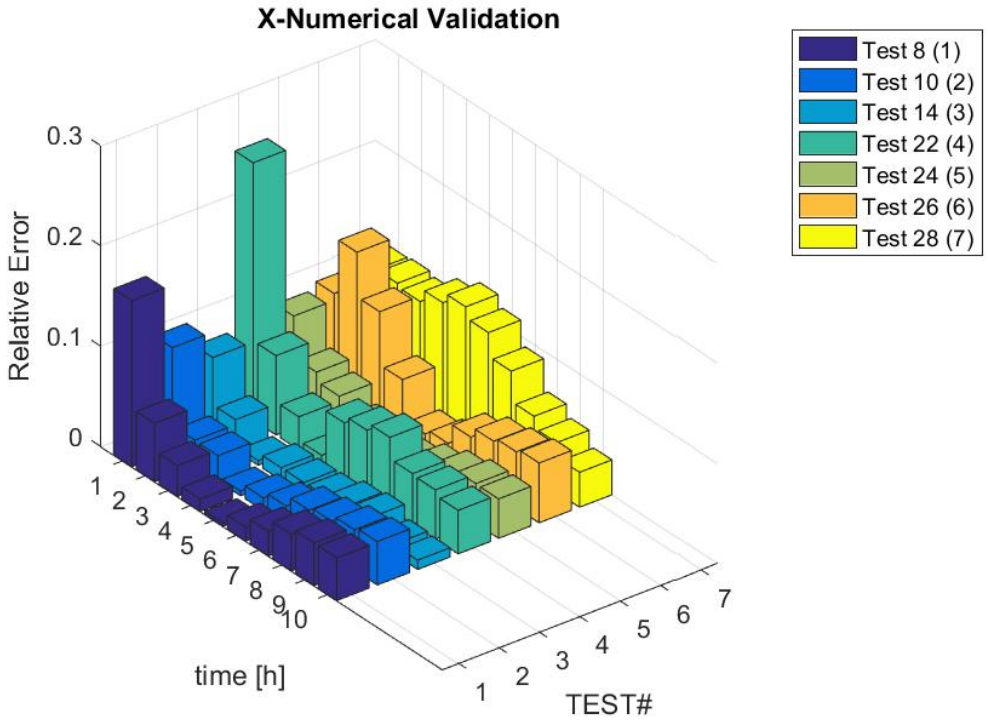


Figura 6.3: Errore titolo aria in adsorbimento

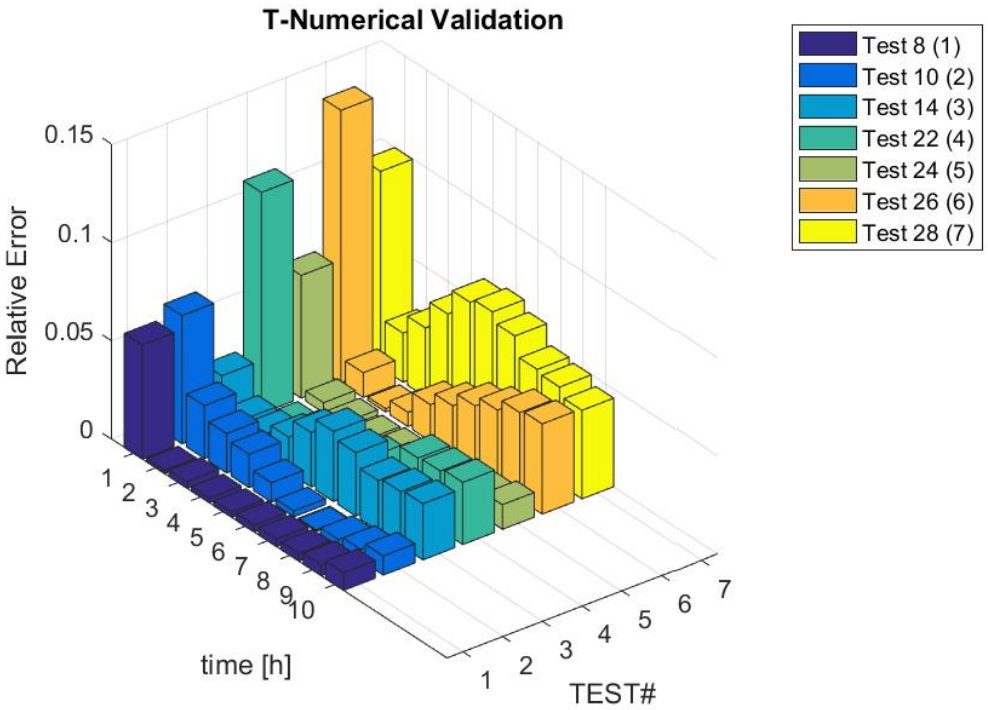


Figura 6.4: Errore temperatura aria in adsorbimento

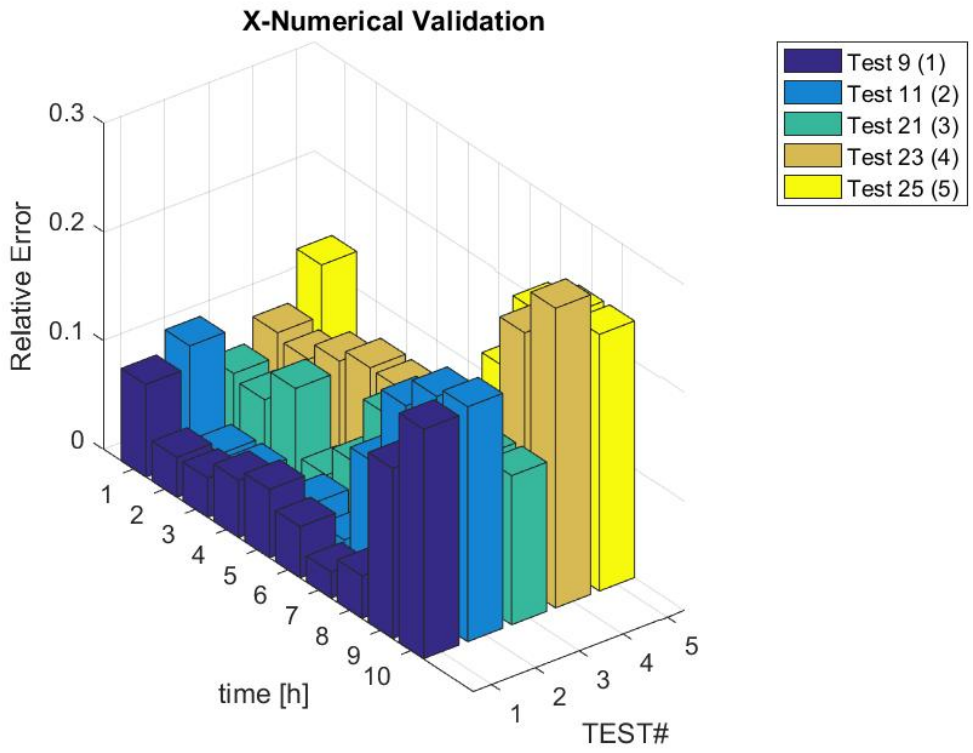


Figura 6.5: Errore titolo aria in rigenerazione

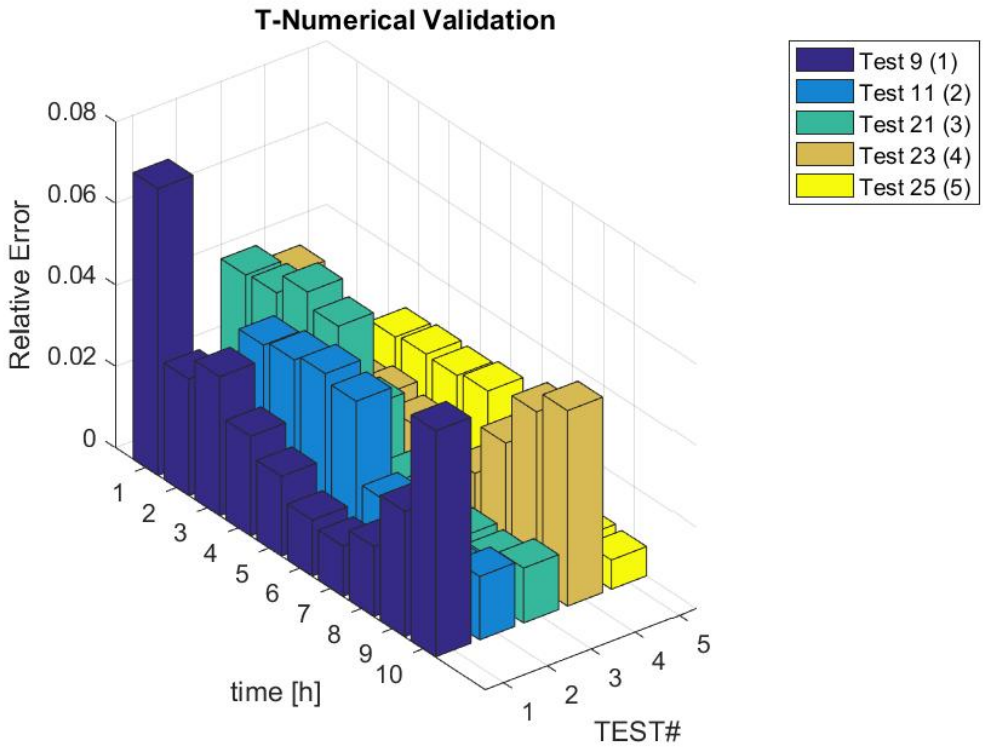


Figura 6.6: Errore temperatura aria in rigenerazione

6.1 Test adsorbimento

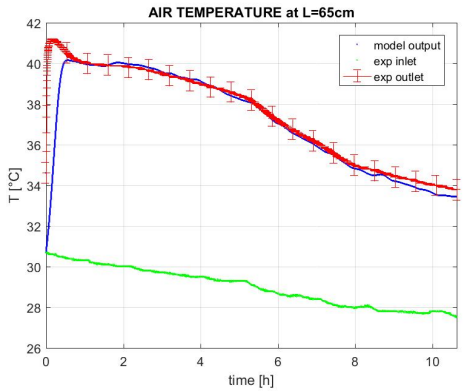


Figura 6.7: Temperatura test 8

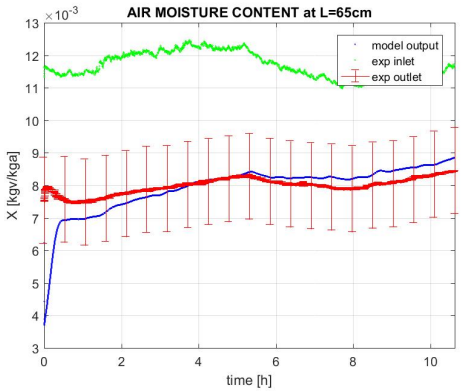


Figura 6.8: Titolo test 8

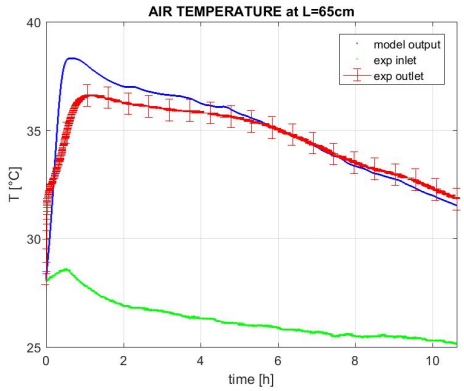


Figura 6.9: Temperatura test 10

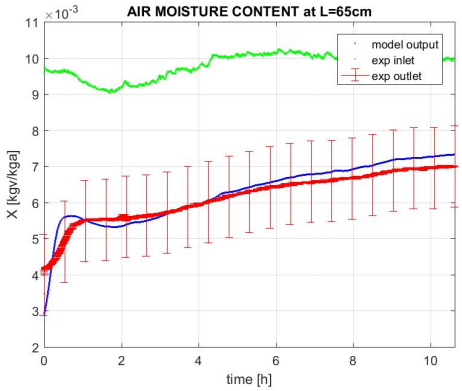


Figura 6.10: Titolo test 10

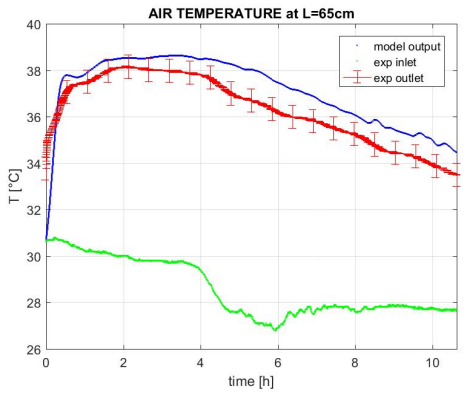


Figura 6.11: Temperatura test 14

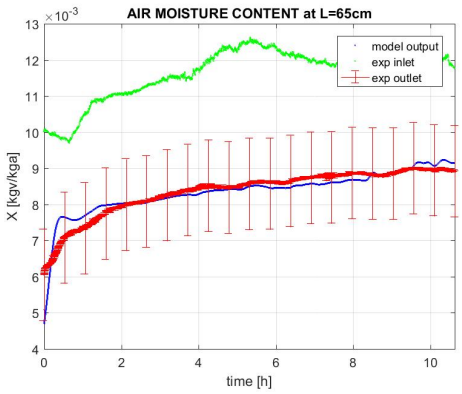


Figura 6.12: Titolo test 14

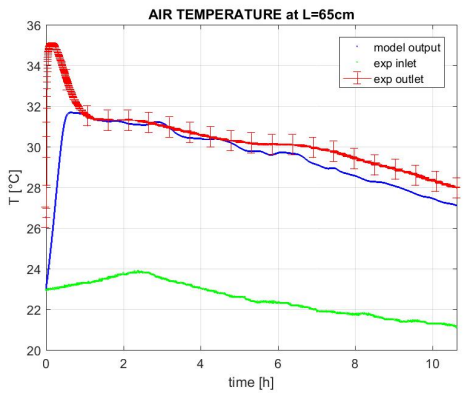


Figura 6.13: Temperatura test 22

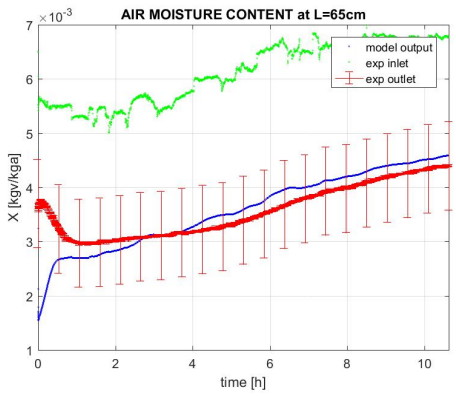


Figura 6.14: Titolo test 22

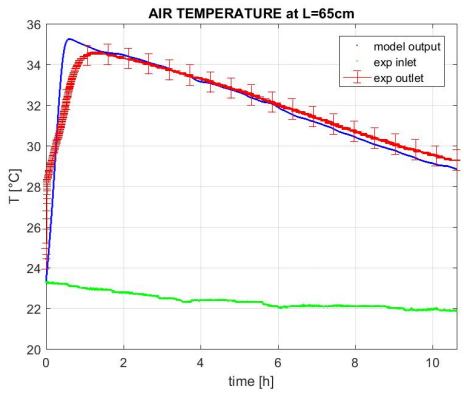


Figura 6.15: Temperatura test 24

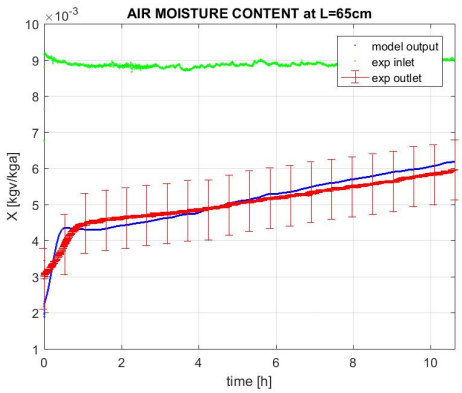


Figura 6.16: Titolo test 24

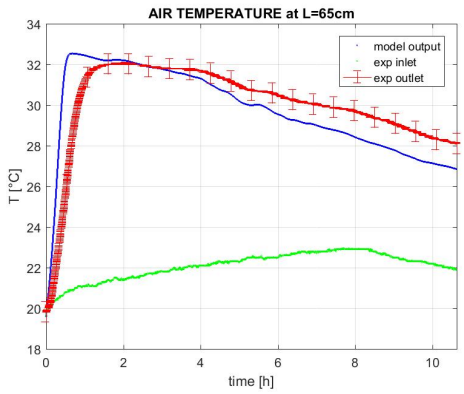


Figura 6.17: Temperatura test 26

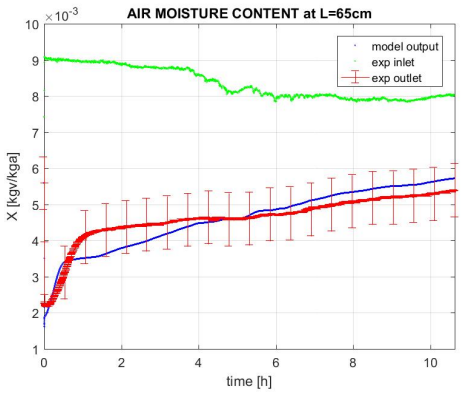


Figura 6.18: Titolo test 26

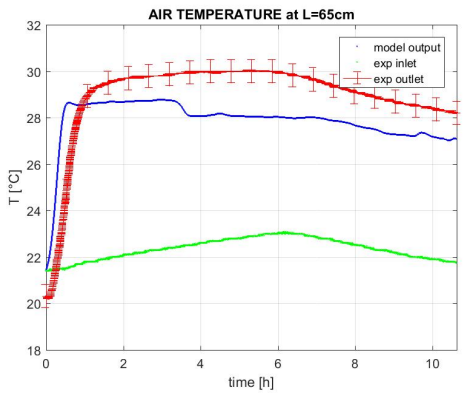


Figura 6.19: Temperatura test 28

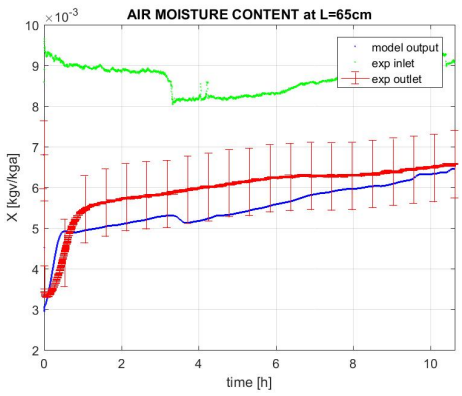


Figura 6.20: Titolo test 28

6.2 Test rigenerazione

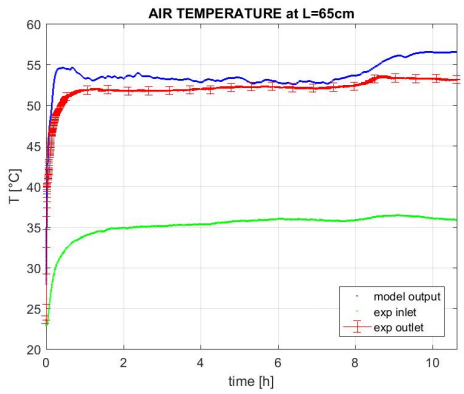


Figura 6.21: Temperatura test 9

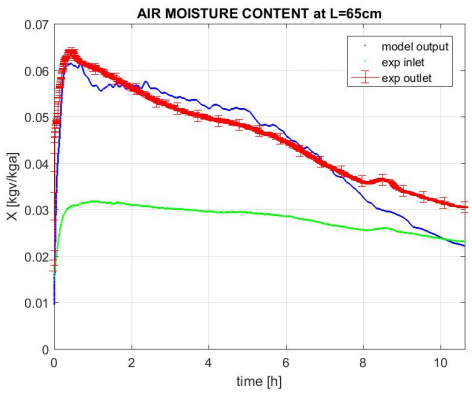


Figura 6.22: Titolo test 9

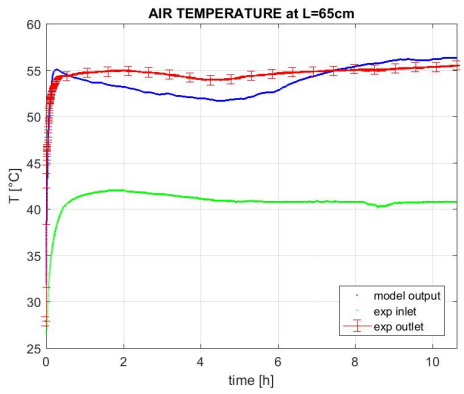


Figura 6.23: Temperatura test 11

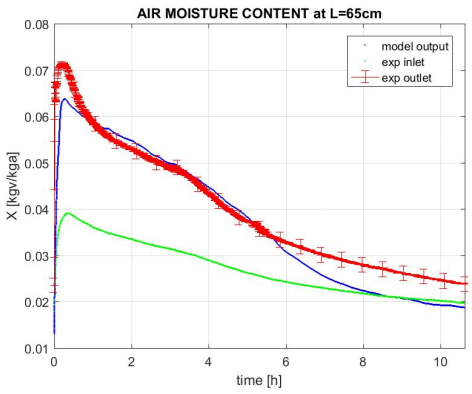


Figura 6.24: Titolo test 11

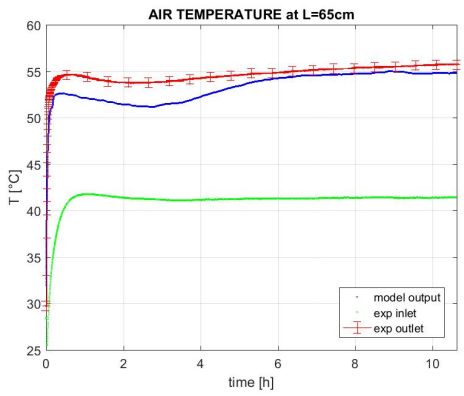


Figura 6.25: Temperatura test 21

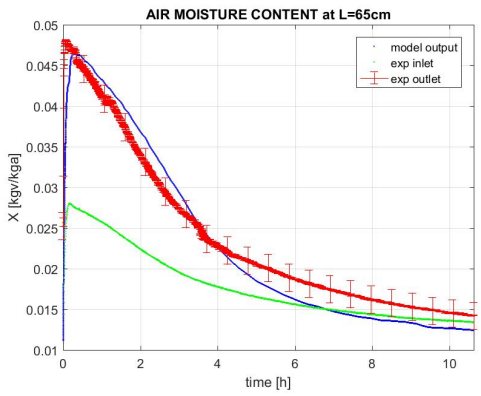


Figura 6.26: Titolo test 21

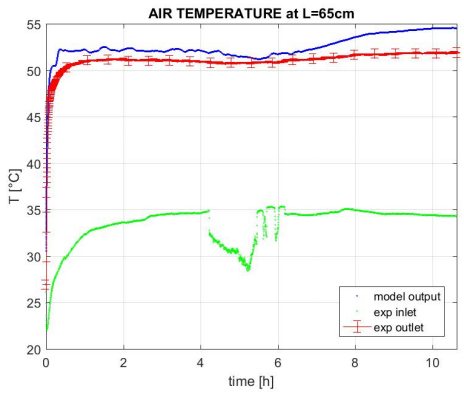


Figura 6.27: Temperatura test 23

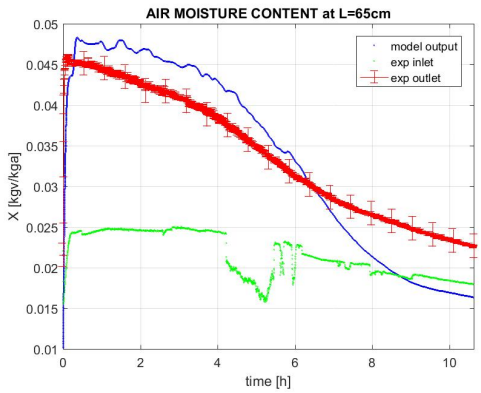


Figura 6.28: Titolo test 23

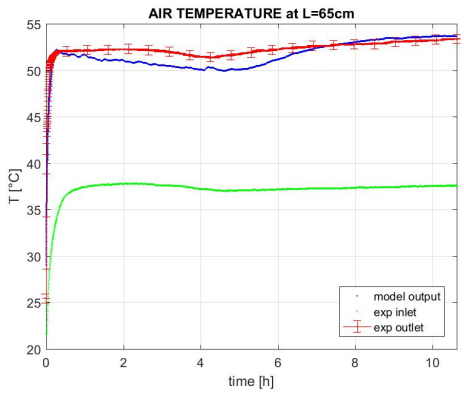


Figura 6.29: Temperatura test 25

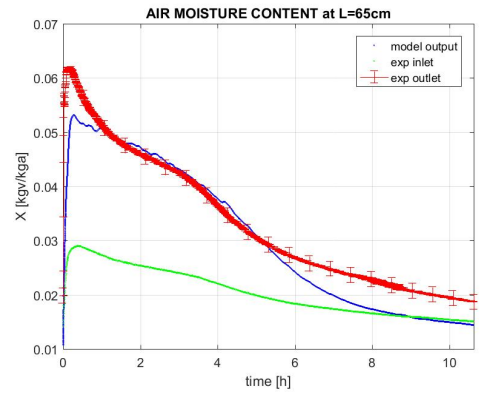


Figura 6.30: Titolo test 25

6.3 Riepilogo

La tabella di seguito riportata elenca errore medio, varianza e scarto quadratico medio del confronto numerico-sperimentale nell'arco delle 10 ore di funzionamento analizzate.

Test number	R.E(T)[%]	R.E(x)[%]	σ_T^2[%]	σ_x^2[%]	σ_T[%]	σ_x[%]
8-A	0,9554	4,2944	8,6516	54,8506	2,9414	7,4061
10-A	1,5791	3,4539	6,2854	22,9558	2,5071	4,7912
14-A	2,4937	2,1425	7,5838	10,6792	2,7539	3,2679
22-A	2,5451	6,9433	26,2931	112,7132	5,1277	10,6166
24-A	1,1731	3,6012	5,3971	22,0135	2,3232	4,6919
26-A	3,6927	6,4868	31,9494	61,3188	5,6524	7,8306
28-A	5,3601	8,6218	36,3880	90,6759	6,0322	9,5224
Ads. average	**2,5428**	**5,0777**	**17,5069**	**53,6010**	**3,9054**	**6,8753**
9-R	3,2523	8,5885	15,0073	140,1026	3,8739	11,8365
11-R	2,3966	10,0836	7,8453	183,6158	2,8009	13,5505
21-R	2,5601	9,9346	9,1075	126,6351	3,0179	11,2532
23-R	2,8568	13,1937	9,9033	247,6686	3,1470	15,7375
25-R	1,7910	10,6539	4,8511	212,0906	2,2025	14,5633
Rig. average	**2,5714**	**10,4909**	**9,3429**	**182,0226**	**3,0084**	**13,3882**

Tabella 6.1: Riepilogo validazione modello

7 Inserimento fonti rinnovabili

Come già riportato nelle sezioni precedenti, durante la fase di rigenerazione è necessaria una fonte di calore per scaldare la batteria adsorbente, nel caso in esame una resistenza elettrica all'interno di un serbatoio di acqua.
La temperatura relativamente bassa (circa 60°C) diventa particolarmente interessante se si considera che una fonte termica rinnovabile in ambito domestico (come ad esempio i collettori solari) operano a temperature tipicamente inferiori ai 120°C.
Inoltre, trattandosi di un processo di deumidificazione dell'aria che viene trattata in maniera maggiore dagli impianti di climatizzazione durante i mesi estivi, il funzionamento di questo prototipo si può associare ad un tipico "solar cooling".

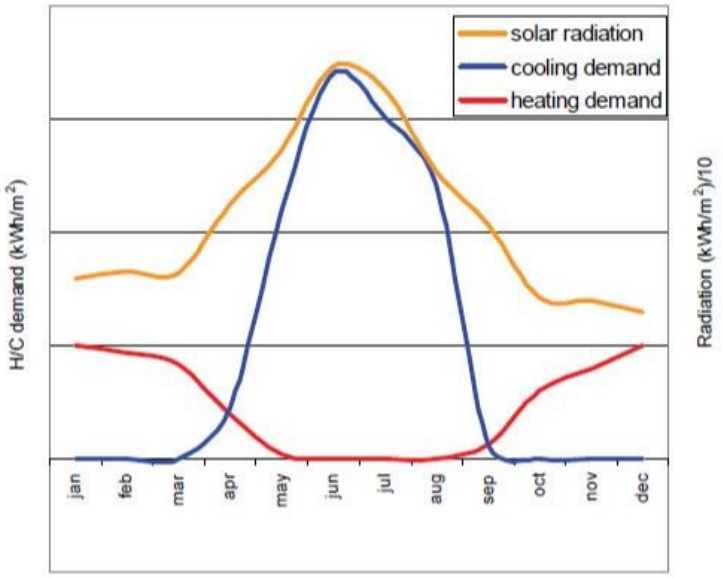


Figura 7.1: Domanda raffrescamento vs. fonte solare [46]

Questo permette di investigare una loro ulteriore applicazione nei mesi estivi oltre all'acqua calda sanitaria come alternativa al semplice accumulo per i mesi più freddi, dato che domanda di raffrescamento e disponibilità di calore solare presentano lo stesso andamento durante i mesi estivi (con un picco durante le ore centrali della giornata). Per la città di Torino, su PVGIS è possibile ottenerne la disponibilità mensile di radiazione solare su una superficie inclinata di 40°, angolo ritenuto ottimale per massimizzare la quantità annua di energia solare incidente:

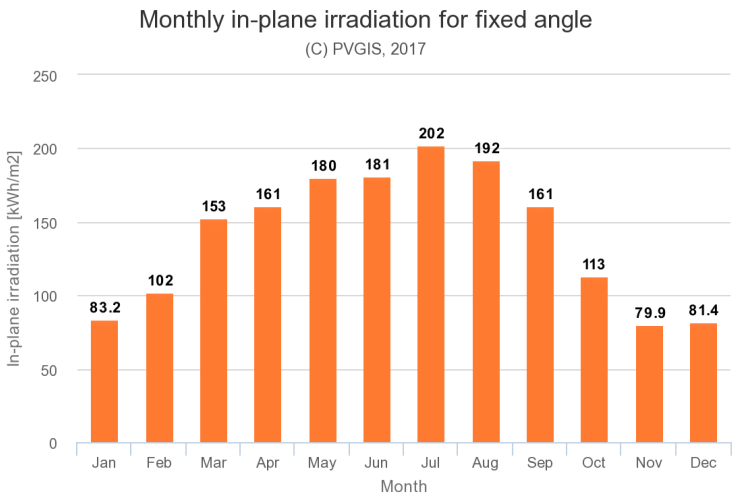


Figura 7.2: Radiazione solare mensile Torino

7.1 Producibilità solare termico

Si è perciò effettuata una simulazione con il software T-Sol per stimare la producibilità termica di due collettori solari sotto vuoto Pleion X-RAY 10, usando i seguenti parametri:

- Dati climatici: Torino - Lat. 45°4′41”16N, Long. 07°40′33”96E
- Portata utenza: 90 l/h
- Portata fluido collettori: 90 l/h
- ΔT logaritmico scambiatore intermedio : 5 K
- Numero collettori: 2 in serie
- Superficie apertura totale: 3,824 m^2
- Temperature ritorno-utenza: 50-60-70-80 $°C$
- β: 30°-40°-50°

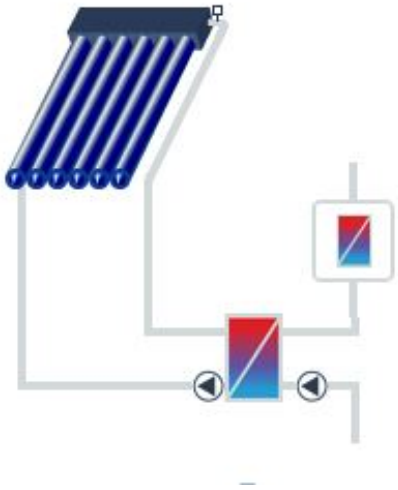


Figura 7.3: Schema impianto T-Sol

L'angolo β è denominato tilt angle, e rappresenta l'angolo con cui il collettore viene inclinato rispetto all'orizzonte.
I risultati ottenuti sono i seguenti, ottenuti dividendo la producibilità annua per la superficie di apertura totale:

Energia termica [kWh/m^2]				
β	**50°C**	**60°C**	**70°C**	**80°C**
30	673,67	598,17	524,69	453,82
40	674,69	599,76	526,73	455,91
50	652,17	578,37	506,77	437,29

Tabella 7.1: Producibilità specifica collettori solari

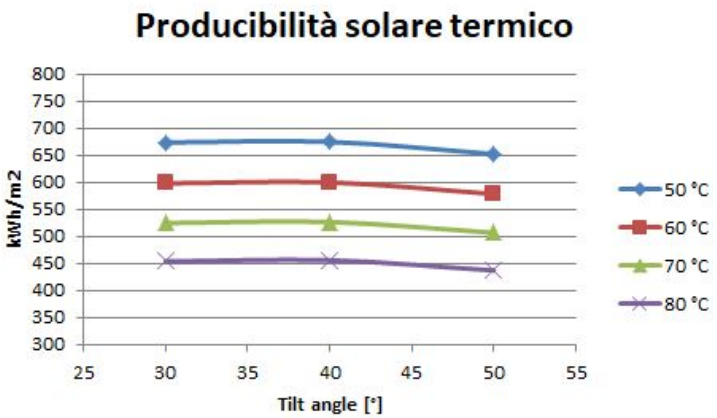


Figura 7.4: Grafico risultati simulazione T-Sol

E' evidente che angoli di inclinazione maggiori a 40°C penalizzano le prestazioni dell'impianto, mentre nell'intervallo 30-40°C la resa specifica subisce trascurabili variazioni. Tuttavia l'effetto più marcato è rappresentato dalla temperatura del circuito secondario (ossia di rigenerazione), dove è evidente che un aumento di richiesta del livello termico comporta pesanti riduzioni sulla produzione di calore.

7.2 Risultati simulazione

Di particolare interesse è il caso con T=60°C, temperatura alla quale avviene la rigenerazione nel prototipo oggetto di questa tesi:

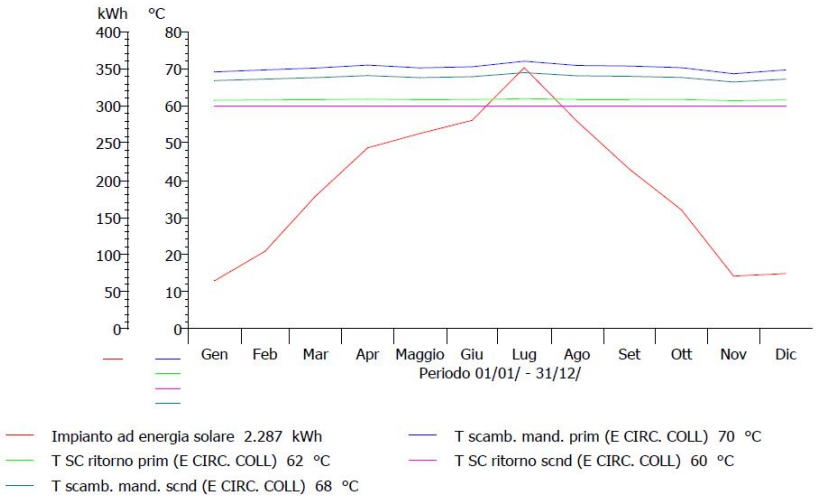


Figura 7.5: Simulazione con β=30°C

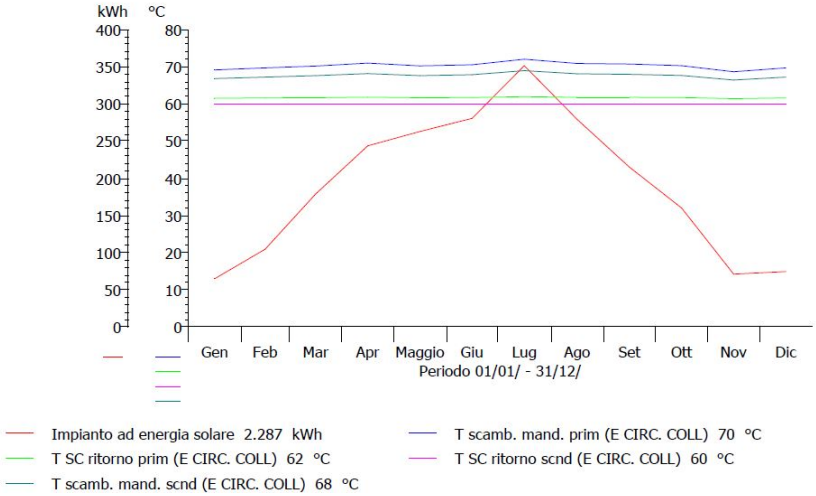


Figura 7.6: Simulazione con β=40°C

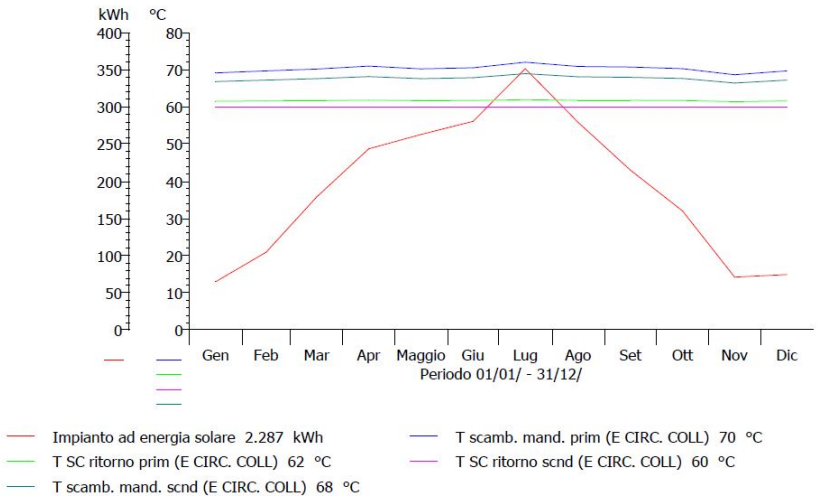


Figura 7.7: Simulazione con β=50°C

Da questi risulta che la scelta del tilt angle β influenza le prestazioni dei collettori, ma se si vuole migliorare le prestazioni estive occorre inclinare i pannelli di un angolo inferiore; viceversa in caso invernale.

8 Conclusioni

Questo lavoro ha mostrato la possibilità di poter sfruttare un processo già conosciuto come la deumidificazione dell'aria per poter produrre acqua potabile, al fine di sviluppare un ulteriore fonte di estrazione dall'atmosfera con la produzione sperimentale di 3,5-5 litri di acqua.
Tuttavia,in quanto prototipo sperimentale, vi sono margini di sviluppo per poterne migliorare le prestazioni in quanto si potrebbe esplorare l'applicazione di altri materiali essiccanti all'interno di questo processo, visto che si è osservato che la silica gel usata permette di ottenere non oltre al 30% di contenuto di acqua rispetto al suo peso. Non è di primaria importanza l'eccessiva ricerca tecnologica sui materiali tuttavia, dato che dovendo questo sistema fornire un servizio di base e accessibile a tutti come l'acqua potabile, deve risultare alla fine un componente semplice, funzionale e a basso costo.
Dal punto di vista numerico si è osservato che il modello simula con accettabile accuratezza i test svolti, per cui può essere usato per simulare ulteriori geometrie e configurazioni del prototipo senza ricorrere a una ulteriore campagna di prove in laboratorio, nonostante possa essere migliorata la sua efficacia nella fase di desorbimento.
Un ulteriore sviluppo della tecnologia può essere portato, come dimostrato nel capitolo precedente, dall'introduzione di collettori solari termici per minimizzare il consumo di calore del sistema da tradizionali fonti fossili o resistenze elettriche. Supponendo infatti una temperatura di utilizzo di 60°C come quella in esame durante la rigenerazione e una inclinazione di 40° tipica per latitudini di Torino, tramite la simulazione su T-Sol si è stimato che annualmente vi è una producibilità di calore di circa 2293 kWh che possono essere sfruttate dall'uso di soli 2 collettori per una superficie lorda di circa 4m^2. La combinazione con fonti rinnovabili termiche diventa ancora più interessante se si considera l'applicazione di questi sistemi in regioni con grande disponibilità di irraggiamento annuo, come quella araba. La fonte solare potrebbe essere usata inoltre per soddisfare anche il fabbisogno elettrico dell'impianto tramite l'installazione di pannelli fotovoltaici.
A livello di processo, nonostante l'isolamento, sono state riscontrate perdite termiche verso l'esterno, specialmente nei condotti dell'aria e durante la fase di desorbimento in cui le temperature considerate sono più alte e in particolare nella batteria e nei canali dell'aria. Inoltre, nello studio trattato si è usata sempre il ventilatore alla massima potenza possibile durante la fase di adsorbimento, per cui una investigazione di diversi valori di portate potrebbe essere necessaria per ottimizzare la deumidificazione dell'aria.
Infine, si è riscontrato mediamente dai test che ogni coppia adsorbimento-desorbimento dura circa 48 ore. Gran parte dello scambio di massa vi è nelle prime ore di entrambi i processi, mentre con il tempo il processo rallenta il suo raggiungimento di una condizione di equilibrio. Per velocizzare il processo si potrebbe fissare i tempi del processo in maniera tale da estrarre il più alto quantitativo di acqua possibile ma evitando le ultime ore in cui

vi è poco scambio di massa in prossimità delle condizioni di equilibrio.

9 Nomenclatura

x	Umidità assoluta	[kg_w/kg_a]
RH	Umidità relativa	[%]
T	Temperatura	[°C]
cp	Calore specifico	[J/kgK]
$\dot{m}$	Portata massica	[kg/s]
a_s	Area per unità di volume	[m^{-1}]
h	Coefficiente scambio termico	[W/m^2K]
h_m	Coefficiente scambio massa	[kg/m^2s]
K_G	Coefficiente globale scambio massa	[kg/m^2s]
W_s	Contenuto acquà superficiale letto	[kg_w/kg_s]
v	Velocità	[m/s]
W	Contenuto umidità	[kg_w/kg_s]
z	Coordinata assiale	[m]
r	Coordinata radiale	[m]
K_0	Costante di equilibrio	[-]
D	Coefficiente diffusione	[m^2/s]
t	Coordinata temporale	[s]
H_A	Calore adsorbimento	[J/kg_w]
dv	Volume infinitesimo	[m^3]
dz	Coordinata infinitesima	[m]
A	Sezione trasversale letto	[m^2]
k	Conducibilità termica	[W/mK]
Re	Numero Reynolds	[-]
Sc	Numero Schmidt	[-]
Sh	Numero Sherwood	[-]
Nu	Numero Nusselt	[-]
Bi	Numero Biot	[-]
Fo	Numero Fourier	[-]
n	Indice tempo	[-]
i	Indice layer	[-]

Pedici

a	Aria
s	Silica gel
b	Letto
w	Acqua
v	Vapore acqueo
m	Molecolare
kn	Knudsen

Lettere greche

ε	Porosità	[-]
ρ	Densità	[kg/m^3]
β	Angolo inclinazione	[°]
Δ	Variazione	[-]
τ_S	Fattore di tortuosità	[-]

10 Allegati

10.1 Codice Matlab R2016b

```
clc
clear all
close all

%---------- FUNCTIONS ----------
%dry air dynamic viscosity
mu_air=@(T) (T-300)/50*23.6*10^(-7)+184.6*10^(-7); %T in Kelvin
%dry air density
air_density=@(T) 352.98./(T+273.15);
%Saturation pressure at a given T
Psat=@(T) 0.0004677*T.^4 + 0.02444*T.^3 + 1.359*T.^2 + 45.98*T + 604.6;
%humid air moisture content and relative humidity - X and RH
xa=@(RH,Psat) 0.622*RH.*Psat./(101325-RH.*Psat);
RHa=@(xa,Psat) xa./(0.622+xa)*101325./Psat;
%Adsorption heat
Hads=@(W) ((3500-12400*W).*(W<=0.05) + (2950-1400*W).*(W>0.05)); %in kj/kg
%HEAT AND MASS TRANSFER
% - John Wiley empirical correlations
k_air=0.027; %in W/mK
radius=1.5e-3;
Pr=0.7055;
hh_jw=@(Re) k_air/(2*radius)*(2.0+0.6*Re.^0.5*Pr^(1/3));
hm_jw=@(D_i,Re,Sc) D_i/(2*radius).*(2.0+0.6*Re.^0.5.*Sc.^(1/3)); %in m/s
% - Pesaran-Mills empirical correlations - PGC model (Pseudo Gas
% Controlled)
hmP=@(G,Re) 0.704*G.*Re.^(-0.51);
hhP=@(G,Ca,Re) 0.683*G.*Ca.*Re.^(-0.51);
% - Pesaran-Mills empirical correlations - SSR model (Solid Side Resistance)
hmS=@(G,Re) 1.70*G.*Re.^(-0.42); %in kg/m^2s
hhS=@(G,Ca,Re) 1.60*G.*Ca.*Re.^(-0.42); %in W/m^2s
%MASS TRANSFER IN POROUS MEDIA
%Effective surface diffusion coefficient (T in °C)
D0=1.6e-6;
D_coeff=@(Hads,Ts) D0*exp(-0.947*Hads./(Ts+273.15)); %Hads is in kJ/kg
%Diffusivity of water vapour in air (T in °C)
D_wa=@(T) 1.735*10^(-9)*1/1.01325*(T+273.15).^1.685;
%Knudsen diffusivity (T in °C)
p_r=11*10^(-10); %average pore radius
D_ke=@(T) 22.86*p_r*(T+273.15).^0.5;
%Surface diffusion coefficient - Arrhenius (T in °C)
Ds0=2.9*10^(-4);
Ea=41500;
R=8.314;
D_s=@(T) Ds0*exp(-Ea/R./(T+273.15));
%C1,D1-LAMBDA FOR ANALYTICAL APPROXIMATION
%1st row is for C1 curve, 2nd row for lambda curve, 3rd for D1
P=[1.998 7.203 12.65;3.166 0.9566 0.007595;0.6006 4.9020 15.8100];
Q=[3.512 12.64;1.529 0.08494;4.808 15.82];
C1=@(Bi) (P(1,1)*Bi.^2+P(1,2)*Bi+P(1,3))./(Bi.^2+Q(1,1)*Bi+Q(1,2));
Lambda=@(Bi) (P(2,1)*Bi.^2+P(2,2)*Bi+P(2,3))./(Bi.^2+Q(2,1)*Bi+Q(2,2));
D1=@(Bi) (P(3,1)*Bi.^2+P(3,2)*Bi+P(3,3))./(Bi.^2+Q(3,1)*Bi+Q(3,2));
%Silica gel thermal capacity
C_s=0.921;
Cs=@(q) (4.178*q+C_s); %in kj/kgK
%Air thermal capacity
Ca=@(xa) (1.884*xa+1.005*(1-xa)); %in kj/kgK
%Fan volumetric flowrate as a function of power fraction (0-100%)
```

```
Qa_ads=@(p) -0.0029*p^2+ 0.9621*p - 5.8062; %in m^3/h
Qa_rig=@(p) -0.0042*p^2 + 1.0017*p - 7.9956; %in m^3/h
%Friction thermal dispersion
friction=@(Re) 19.336*Re.^(-0.616).*(0<=Re<200) + 4.064*Re.^(-
0.313).*(200<=Re<500) + 1.478*Re.^(-0.15).*(500<=Re<5000);
%Packed bed empty degree
g_v=@(teta) 1-pi./(6*(1-cos(teta)).*sqrt(1+2*cos(teta)));
% ADSORPTION ISOTHERMS
S1=-2.26e-3;
S2=1.28e-4;
S3=7.96e0;
S4=-1.15e-2;
S5=-2.07e-5;
S6=-3.87e1;
S7=8.63e-3;
S8=8.15e1;
S9=-8.56e-7;
RH_s_2=@(q) 0.0078-0.05759*q+24.16554*q.^2-124.478*q.^3+204.226*q.^4;
%Pesaran-Mills adsorption isotherm
RH_s_new=@(q,Ts) S1*Ts + S2*Ts.^2 + S3*q + S4*q.*Ts + S5*q.*Ts.^2 + S6*q.^2 +
S7*q.^2.*Ts + S8*q.^3 + S9*Ts.^3; %Lab tested adsortion isotherm
RH_s=@(q,Ts) (-0.04031298*Ts.*q.^2 + 0.02170245*Ts.*q + 125.470047*q.^4 -
72.651229*q.^3 + 15.5223665*q.^2 + 0.00842660*q); %second adsorption isotherm
%Xs regression: X=k1W^3+k1W^2+k3W+k4
c1=[4.4252e-06  -0.00056279 0.030524  -0.64485 5.6817];
c2=[-1.6482e-06 0.00020507 -0.011239 0.23312 -2.1068];
c3=[2.2392e-07 -2.6633e-05 0.0014934 -0.02963 0.285];
c4=[-8.0705e-12 2.3796e-07 -1.4869e-05 0.00035406 -0.0030683];
k_1=@(T) c1(1)*T.^4 + c1(2)*T.^3 + c1(3)*T.^2 + c1(4)*T + c1(5);
k_2=@(T) c2(1)*T.^4 + c2(2)*T.^3 + c2(3)*T.^2 + c2(4)*T + c2(5);
k_3=@(T) c3(1)*T.^4 + c3(2)*T.^3 + c3(3)*T.^2 + c3(4)*T + c3(5);
k_4=@(T) c4(1)*T.^4 + c4(2)*T.^3 + c4(3)*T.^2 + c4(4)*T + c4(5);
%Wregression: W=k1X^3+k1X^2+k3X+k4 and derivative
a1=[6.3553 -1.0140e03 5.2426e04 -8.7754e05];
a2=[-0.1054 17.5530 -964.8939 1.7676e04];
a3=[1.4608e-05 -0.0016 0.1658 -10.2062];
a4=[-9.0346e-07 1.1401e-04 -0.0038 0.0446];
a_1=@(T) a1(1)*T.^3 + a1(2)*T.^2 + a1(3)*T + a1(4);
a_2=@(T) a2(1)*T.^3 + a2(2)*T.^2 + a2(3)*T + a2(4);
a_3=@(T) a3(1)*T.^3 + a3(2)*T.^2 + a3(3)*T + a3(4);
a_4=@(T) a4(1)*T.^3 + a4(2)*T.^2 + a4(3)*T + a4(4);
dW=@(A1,A2,A3,X) 3*A1*X^2+2*A2*X+A3;

%---------- INITIAL CONDITION OF THE TEST ----------
%Loadcell had been installed before test 12.
N_ADS=[8 10 14 22:2:28]; %Adsorption tests  -start from 18 (12-14 are 60
hours, No 16)
W_ADS=[0.01 0.009 0.02 0.007 0.0086 0.0065 0.025];
N_RIG=[9 11 21 23 25]; %Regeneration test
W_RIG=[0.1325 0.1387 0.09 0.1 0.13];
P=[30 50 70 30 50]; %fan power fraction of reg test
%Test number to simulate
TEST_NUMBER=23;
%--- TXT OPENING FILE ---
if TEST_NUMBER>=10
    fileID=strcat('C:\Users\ivan\Desktop\Test sperimentali\Riepilogo e
raccolta\Riepilogo e raccolta\TEST',num2str(TEST_NUMBER),'.txt');
```

```
    fID=fopen(fileID,'r');
else
    fileID=strcat('C:\Users\ivan\Desktop\Test sperimentali\Riepilogo e
raccolta\Riepilogo e raccolta\TEST0',num2str(TEST_NUMBER),'.txt');
    fID=fopen(fileID,'r');
end
table_txt=importdata(fileID);
%COLUMNS:
%1 - date
%2 - RH inlet SAWG
%3 - RH outlet SAWG
%4 - T air inlet SAWG
%5 - T air outlet SAWG
%9 - T air UTA
%10 - RH air UTA
%11 - X intlet SAWG
%12 - X outlet SAWG
%13 - T mandata primario
%14 - T ritorno primario
%15 - T mandata secondario
%16 - T ritorno secondario
%17 - Portata primario
%18 - Portata condensazione
%23 - Cella di carico
time=table_txt.data(:,1);
RHi=table_txt.data(:,2);
RHo=table_txt.data(:,3);
Tai=table_txt.data(:,4);
Ta_out_exp=table_txt.data(:,5);
Tai_can=table_txt.data(:,9);
RH_can=table_txt.data(:,10);
Xa_out_exp=table_txt.data(:,12);
Tm_p=table_txt.data(:,13);
Tr_p=table_txt.data(:,14);
Tm_sec=table_txt.data(:,15);
Tr_sec=table_txt.data(:,16);
G_w=table_txt.data(:,17)/60; %in kg/s
G_2=G_w.*abs(Tm_p-Tr_p)./abs(Tm_sec-Tr_sec);
V2=G_2/1000/(pi*(16e-3)^2/4);
loadcell=table_txt.data(:,23);
%UTA T sensor crashed in test 26.
%average temp. difference between UTA and inlet
DT_avg=1;
%In regeneration test xa must be catched by exp data and not corrected
if mod(TEST_NUMBER,2)==0 && TEST_NUMBER~=26
    Tai=Tai_can+DT_avg;
    Xa_i=xa(RHi,Psat(Tai));
else if mod(TEST_NUMBER,2)==0 && TEST_NUMBER==26
    Xa_i=xa(RHi,Psat(Tai));
else if mod(TEST_NUMBER,2)~=0
    Xa_i=table_txt.data(:,11);
    end
    end
end
%--- FILE CLOSING ---
fclose('all');
```

```
%Interparticle Diffusion Including
DIFF=1;
%Simulation time
test_time=10;
%Simulated phase and relative air flowrate
if mod(TEST_NUMBER,2)==0
    RIG=0;
    Ts0=Tai(1);
    perc=100;
    Qfan=Qa_ads(perc); %in m^3/h
    s_t=' Adsorption ';
    ya=find(N_ADS==TEST_NUMBER); %index of Wi
    Wi=W_ADS(ya);
else
    RIG=1;
    Ts0=Tai(1);
    %index to select air flowrate in case of reg.
    y=find(N_RIG==TEST_NUMBER);
    perc=P(y);
    Qfan=Qa_rig(perc); %in m^3/h
    s_t=' Rigeneration ';
    yr=find(N_RIG==TEST_NUMBER); %index of Wi
    Wi=W_RIG(yr);
end

%OUTPUT TEXT
n_test='TEST n.';
w_test='Initial uptake';
amb_test='Starting ambient conditions: ';
S1=strcat(n_test,num2str(TEST_NUMBER),' - ',s_t,' , ',num2str(time(end)),'
hours');
S2=strcat(w_test,' : ',num2str(Wi),' [kgw/kgs]');
S3=strcat('Q_exp: ',num2str(Qfan),' [m3/h] - Fan power :',num2str(perc),'%');
disp(S1);
disp(S2);
disp(S3);

%---------- PACKED BED PARAMETERS ----------
Dp=3e-3;
C_vap=1885;
Rp=Dp/2;
teta_angle=75; %packing angle in degrees
e_b=g_v(teta_angle*pi/180);
a_s=6*(1-e_b)/Dp;
L1_bed=65e-2;
L2_bed=65e-2;
H=10e-2;
Hp=1e-2; %height of upper/lower empty space
H_bed=10e-2+2*Hp;
Vbed=L1_bed*L2_bed*H; %total volume of finned HEX
V_net=Vbed*0.863; % 13% of finned HEX volume represented by fins and tubes
Hp=1e-2; %height of upper/lower empty space
V_add=2*(L1_bed*L2_bed*Hp); %volume represented by upper and lower additive
space
V_total=V_net+V_add;
Ns=6*(1-e_b)*V_total/pi/Dp^3; %number of spheres
```

```
rho_s=1129;
Vs=(1-e_b)*V_total; %silica gel volume in m3
%KNOWN DATA
Msg=20.5; %mass of silica gel in old prototype
Ms=20.5+V_add*(1-e_b)*750; %estimated silica gel mass in kg - bulk density is
used
M_batt=loadcell(1)-(1+Wi)*Ms;
% rho_bed=rho_s*(1-void)+1.225*void;
rho_bed=750; %bulk density of the silica gel bed
Ab=L1_bed*H_bed;
%GRID DEFINITION
dx=3e-3;
xx=[0:dx:L1_bed]';
%B.C. - Boundary conditions
%Superficial water content
Ws_old=Wi*ones(length(xx),1);
Ws_new=Ws_old;

Tair=zeros(length(time),length(xx)); %Matrix for time evolution of air
temperature
Xair=zeros(length(time),length(xx)); %Matrix for time evolution of air
moisture content
Ts=zeros(length(time),length(xx)); %Matrix for time evolution of bed
temperature
Ts(1,:)=Ts0; %initial bed T distribution
Ts_old=Ts0*ones(length(xx),1);
Ts_out=zeros(length(time),1);
Ts_out(1)=Ts0;
%Initial axial condition
Xair(1,:)=Xa_i(1);
Tair(1,:)=Tai(1);
Ta_out=[];
Ta_out(1)=Ta_out_exp(1);
Xa_out=[];
Xa_out(1)=Xa_out_exp(1);
Q_xa=zeros(length(xx),1);
Q_Ta=zeros(length(xx),1);

%FINS/WATER AND TUBE DATA
S_tot=16.13;
S_f=15.2;
Ae=2*0.65*0.1;
a_f=S_tot/(0.12*0.65*0.65); %surface of fins + tube per volume
Tw_old=Tm_sec(1)*ones(length(xx),1);
Tw_new=Tw_old;
if RIG==0
     U=0.58; %heat transfer coefficient with fins+tubes in W/m2K
     U_l=0;
else
    U=21.05;
%     U_l=6.89; %heat transfer coefficient with ambient air in W/m2K
    U_l=0;
end
a_c=Ae/Vbed; %surface of lateral walls per volume

%SIMULATION TIME and PARAMETERS
```

```
%air initial conditions - Ta(x,t=ti); Xa(x,t=ti); Wbed(x,t=ti);
%RH(x=65cm,t=ti)
Xa_old=Xair(1,:)';
Ta_old=Tair(1,:)';
W_bed(1)=Wi;
%Relative humidity of outlet air
RH_out(1)=RHa(Xa_out_exp(1),Psat(Ta_out_exp(1)));
%experimental data
j=1;
t=0;
Xi=[];
Ti=[];
Xo=[];
To=[];
Te=[];
Tm_s=[];
Tr_s=[];
rho=[];
rhi=[];
l_c=[];
v_w=[];
g2=[];
%time configurations
dt=1;
while t<=test_time*3600
    delta=(time(j+1)-time(j))*3600;
    t=t+delta;
    K=floor(delta/dt);
    X_in=Xa_i(j)*ones(K,1);
    T_in=Tai(j)*ones(K,1);
    T_out=Ta_out_exp(j)*ones(K,1);
    X_out=Xa_out_exp(j)*ones(K,1);
    v_water=V2(j)*ones(K,1);
    Text=Tai_can(j)*ones(K,1);
    TS2=Tm_sec(j)*ones(K,1);
    TR2=Tr_sec(j)*ones(K,1);
    RHO=RHo(j)*ones(K,1);
    RHI=RHi(j)*ones(K,1);
    g_2=G_2(j)*ones(K,1);
    w=loadcell(j)*ones(K,1);
    Xi=[Xi; X_in];
    Ti=[Ti; T_in];
    Xo=[Xo; X_out];
    To=[To; T_out];
    Te=[Te; Text];
    rho=[rho; RHO];
    rhi=[rhi; RHI];
    Tm_s=[Tm_s; TS2];
    Tr_s=[Tr_s; TR2];
    l_c=[l_c; w];
    v_w=[v_w; v_water];
    g2=[g2; g_2];
    j=j+1;
end
L=length(Ti);
te(1)=0;
```

```
tx=strcat('Simulated time: ',num2str(test_time),' hours - grid
dx:',num2str(dx),' m - time dt:',num2str(dt),' s');
disp(tx);
%Pressure drop
PD=zeros(length(xx),1);
p_drop=[];
P_a=zeros(length(xx),1);
P_a(1)=101325;
%inlet air speed
V_in=[];
V_in(1)=Qfan/3600/Ab;
%outlet water temperature
Tw_out=[];
Tw_out(1)=Tm_sec(1);

tic
for ii=1:L-1
    te(ii+1)=te(ii)+dt;
    %external ambient temperature
    T_ext=Te(ii);
    %Air density and viscosity
    rho_a_T=air_density(Ta_old);
    visc_air=mu_air(Ta_old+273.15);
    %Air mass flux/ air velocity
    %Correction factor for desorption diffusion and flowrate
    if RIG==1
        FP=1;
        Am=1;
        Ak=1;
        As=1;
        A_KG=1;
        %tortuosity factor
        t_f=1;
    else
        FP=1;
        Am=1;
        Ak=1;
        As=1;
        A_KG=1;
        %tortuosity factor
        t_f=1;
    end
    Ga=Qfan/3600*rho_a_T;
    v_air=Ga./rho_a_T/Ab;
    ga=Ga/Ab;
    %Reynolds number
    Re=rho_a_T.*v_air*Dp./visc_air;
    %Pressure drop - Ergun
    PD=(150*(1-e_b)./Re+1.75).*(dx*(1-
e_b)./rho_a_T/e_b^3/Dp).*(v_air.*rho_a_T/Ab/3600).^2;
    for j=1:length(xx)-1
        P_a(j+1)=P_a(j)-PD(j);
    end
    p_drop(ii)=P_a(end)-P_a(1);
    V_in(ii)=sqrt((Qfan/3600/Ab)^2+2/1.225*p_drop(ii));
    V=linspace(V_in(ii),Qfan/3600/Ab,length(xx));
    v_air=V'*FP;
```

```
    %Heat of adsorption
    HA=Hads(Ws_old)*1000;
    %Diffusivity (molecular) of water vapor in air
    Dm=D_wa(Ta_old)*Am;
    %Knudsen diffusivity
    Dke=D_ke(Ts_old)*Ak;
    %Surface diffusivity
    Ds=D_coeff(HA/1000,Ts_old)*As;
    %Schmidt number;
    N_Sc=visc_air./rho_a_T./(Dm);
    %Air thermal capacity
    Cpa=Ca(Xa_old)*1000;
    %silica gel thermal capacity
    Cps=Cs(Ws_old)*1000;
    %S=SSR model - P=PGC model - JW=John Wiley
    h_m=hm_jw(Dm,Re,N_Sc).*rho_a_T;
    h_t=hh_jw(Re);
    %Adsorption isotherm
    RHs=RH_s_new(Ws_old,Ts_old);
    %Equilibrium conditions near silica gel particles
    Xs=xa(RHs,Psat(Ts_old));
    %OVERALL MASS TRANSFER COEFFICIENT [1/s] - In case of diffusion
    K0=Ws_old(1)*rho_s/Xa_old(1)/rho_a_T(1);
    %empty-degree of the particle
    e_p=0.35;
    %effective diffusion coefficient
    D_eff=1./(t_f./Dm+t_f./Dke)+(1-e_p)/e_p*K0.*Ds/t_f;
    Kp=60*e_p*D_eff/Dp^2./K0;
    %overall hm calculation
    K_AS=1./(1./(h_m./rho_a_T*a_s)+1./((1-e_b)*Kp.*K0));
    K_G=K_AS.*rho_a_T/a_s;
    if DIFF==1
        h_m=K_G*A_KG;
    else
    end

    %MATRICES COEFFICIENTS
    %1-xair
    k_x1=v_air/e_b/dx;
    k_x2=h_m*a_s/e_b./rho_a_T;
    %2-T silica gel
    k_Ts1=HA.*h_m*a_s/rho_s/(1-e_b)./Cps;
    k_Ts2=h_t*a_s/rho_s/(1-e_b)./Cps;
    %3-Tair
    k_a1=v_air/e_b/dx;
    k_a2=C_vap*h_m*a_s.*(Xa_old-Xs)/e_b./rho_a_T./Cpa;
    k_a3=h_t*a_s/e_b./rho_a_T./Cpa;
    k_a4=U*a_f/e_b./rho_a_T./Cpa;
    k_a5=a_c*U_l/e_b./rho_a_T./Cpa;
    %Heat by friction effect

Q_f=1./Cpa/e_b./rho_a_T.*(Ga/2).*(ga./rho_a_T/e_b).^2.*(a_s*friction(Re)/e_b/A
b);  %friction heat
    %Fins
    %alluminium properties
```

```
    Cp_al=900;
    k_al=250;
    rho_al=2700;
    %avg properties with tubes in Cu
    k_avg=365;
    cp_avg=675;
    rho_avg=3910;
    alfa_m=k_avg/rho_avg/cp_avg;
    k_f=a_f*U/rho_avg/cp_avg;
    %water
    rho_w=1000;
    cpw=4186;
    kw=0.6;
%     k_w2=v_w(ii)/dx;
    k_w2=g2(ii)/dx/rho_w/Ab;
    k_w3=U*a_f/rho_w/cpw;

    %BACKWARD EULER
    %water temperature matrix
    main_w=(1+dt*k_w2+dt*k_w3)*ones(length(xx),1);
    sub_w=-(dt*k_w2)*ones(length(xx),1);
    M_w=spdiags([sub_w main_w],[-1 0],length(xx),length(xx));
    M_w(1,1)=1;
    M_w(1,2)=0;
    %Air temperature matrix
    main_Ta=(1+dt*(k_a1+k_a3+k_a4+k_a5));
    sub_Ta=-dt*k_a1;
    M_Ta=spdiags([sub_Ta main_Ta],[-1 0],length(xx),length(xx));
    M_Ta(1,1)=1;
    M_Ta(1,2)=0;
    %Air moisture matrix
    main_xa=(1+dt*(k_x1+k_x2));
    sub_xa=-dt*(k_x1);
    M_xa=spdiags([sub_xa main_xa],[-1 0],length(xx),length(xx));
    M_xa(1,1)=1;
    M_xa(1,2)=0;

    %----- SOLUTION -----
    %AIR MOISTURE CONTENT
    Q_xa=Xa_old+dt*k_x2.*Xs;
    Q_xa(1)=Xi(ii);
    Xa_new=M_xa\Q_xa;
    %BED UPTAKE and DIFFUSION
    Ws_new=Ws_old+dt*h_m*a_s/rho_bed.*(Xa_old-Xs);
    W_bed(ii+1)=W_bed(ii)+dt*Ga(1)*(Xa_new(1)-Xa_new(end))/Ms;
    %AIR TEMPERATURE
    Q_Ta=Ta_old+dt*(k_a3).*Ts_old+dt*k_a4.*Tw_old+dt*k_a5*T_ext+Q_f*dt;
    Q_Ta(1)=Ti(ii);
    Ta_new=M_Ta\Q_Ta;
    %BED TEMPERATURE
    Ts_new=(Ts_old+dt*k_Ts1.*(Xa_old-Xs)+dt*k_Ts2.*Ta_old)./(1+dt*k_Ts2);
    %WATER TEMPERATURE
    if RIG==0
        Tw_new=(Tw_old+dt*k_w3*Ta_old)/(1+dt*k_w3);
    else
        Q_w=Tw_old+dt*k_w3*Ta_old;
```

```
        Q_w(1)=Tm_s(ii);
        Tw_new=M_w\Q_w;
    end

    %---SOLUTION UPDATE---
    RH_out(ii+1)=RHa(Xa_new(end),Psat(Ta_new(end)));
    Ta_out(ii+1)=Ta_new(end);
    Xa_out(ii+1)=Xa_new(end);
    Ts_out(ii+1)=Ts_new(end);
    Tw_out(ii+1)=Tw_new(end);
    Ts_old=Ts_new;
    Ta_old=Ta_new;
    Xa_old=Xa_new;
    Ws_old=Ws_new;
    Tw_old=Tw_new;
end
toc
M_system=(1+W_bed)*Ms+M_batt;

% ----- ERROR -----
%X absolute error is evaluated in g/kga
r_x=abs(Xo-Xa_out')./Xo*100;
r_t=abs(To-Ta_out')./To*100;
r_lc=abs(l_c-M_system')./l_c*100;
%average relative errors
r_x_avg=sum(r_x)/length(r_x);
r_t_avg=sum(r_t)/length(r_t);
r_lc_avg=sum(r_lc)/length(r_lc);
%T sensor tollerance: +-0.5°C
T_t=0.5;
%RH sensor tollerance: +-3.5%
RH_t=3.5/100;
%Load cell sensor tollerance: +-1.8%
LC_t=0.018;
%X tollerance calculated by T and RH
x_max=xa(RHi(1)+RH_t,Psat(Tai(1)+T_t));
x_min=xa(RHi(1)-RH_t,Psat(Tai(1)-T_t));
delta_x=x_max-x_min;
X_t=delta_x/2;
%errorbar vector for relative error
Lv=length(Ta_out);
n_points=20;
d_n=floor(Lv/n_points);
bt=zeros(Lv,1);
bx=zeros(Lv,1);
bm=zeros(Lv,1);
brh=zeros(Lv,1);
for kk=1:d_n:Lv
    bt(kk)=T_t;
    bx(kk)=X_t;
    bm(kk)=LC_t*l_c(kk);
    brh(kk)=RH_t;
end
%variance and root mean square
vx=sum(r_x.^2)/length(r_x);
vt=sum(r_t.^2)/length(r_t);
```

```
vlc=sum(r_lc.^2)/length(r_lc);
RMSx=sqrt(vx);
RMSt=sqrt(vt);
RMSlc=sqrt(vlc);
et=strcat('e(T) avg. = ',num2str(r_t_avg),' % - RMS = ',num2str(RMSt),' % -
Var(T) = ',num2str(vt),' %');
ex=strcat('e(X) avg.: ',num2str(r_x_avg),' % - RMS: ',num2str(RMSx),' % -
Var(x) = ',num2str(vx),' %');
elc=strcat('e(L.C.) avg.: ',num2str(r_lc_avg),' % - RMS: ',num2str(RMSlc),' %
- Var(L.C.) = ',num2str(vlc),' %');
disp(et);
disp(ex);
disp(elc);
% ----- ERRORBARS -----
lv=length(r_x); %total number of error elements
t_bar=1:1:te(end)/3600;
col_x=zeros(length(t_bar),1); %column for x
col_t=zeros(length(t_bar),1); %column for T
col_lc=zeros(length(t_bar),1); %column for LC
k=1; %number of elements counted
i=1;
while i<=lv && k<=t_bar(end)
    st=0; %sum of T error from hour to hour
    sx=0; %sum of X error from hour to hour
    slc=0; %sum of L.c. error from hour to hour
    n=0; %counter of element number between each hour
    while te(i)<=t_bar(k)*3600
        st=st+r_t(i);
        sx=sx+r_x(i);
        slc=slc+r_lc(i);
        n=n+1;
        i=i+1;
    end
    col_t(k)=st/n;
    col_x(k)=sx/n;
    col_lc(k)=slc/n;
    k=k+1;
end
%saving matrix for bar graph
M_b=zeros(length(col_x),3);
M_b(:,1)=col_x/100;
M_b(:,2)=col_t/100;
M_b(:,3)=col_lc/100;

%----- AIR X,T at OUTLET CONDITIONS -----
figure(1)
%air moisture content
subplot(2,2,1)
plot(te/3600,Xa_out,'d','MarkerSize',1,'color','b')
grid on
hold on
plot(te/3600,Xi,'d','MarkerSize',1,'color','g')
errorbar(te/3600,Xo,bx,'color','r')
% plot(te/3600,Xo,'d','MarkerSize',1,'color','r')
xlabel('time [h]')
ylabel('X [kgv/kga]')
legend('model output','exp inlet','exp outlet')
```

```
title('AIR MOISTURE CONTENT at L=65cm')
%air temperature
subplot(2,2,2)
plot(te/3600,Ta_out,'d','MarkerSize',1,'color','b')
grid on
hold on
plot(te/3600,Ti,'d','MarkerSize',1,'color','g')
errorbar(te/3600,To,bt,'color','r')
% plot(te/3600,To,'d','MarkerSize',1,'color','r')
xlabel('time [h]')
ylabel('T [°C]')
legend('model output','exp inlet','exp outlet')
title('AIR TEMPERATURE at L=65cm')
%air outlet relative humidity
subplot(2,2,3)
plot(te/3600,RH_out,'d','MarkerSize',1,'color','b')
grid on
hold on
plot(te/3600,rhi,'d','MarkerSize',1,'color','g')
errorbar(te/3600,rho,brh,'color','r')
% plot(te/3600,rho,'d','MarkerSize',1,'color','r')
xlabel('time [h]')
ylabel('RH [-]')
legend('model output','exp outlet')
title('RELATIVE HUMIDITY at L=65cm')
%bed weight
subplot(2,2,4)
plot(te/3600,M_system,'d','MarkerSize',1,'color','b')
grid on
hold on
errorbar(te/3600,l_c,bm,'color','r')
% plot(te/3600,l_c,'d','MarkerSize',1,'color','r')
xlabel('time [h]')
ylabel('System mass [kg]')
legend('model output','exp outlet')
title('ADSORPTION SYSTEM MASS')

%----- RELATIVE ERRORS/ERRORBARS -----
figure(2)
subplot(1,2,1)
plot(te/3600,r_t/100,'color','r')
grid on
hold on
plot(te/3600,r_x/100,'color','b')
plot(te/3600,r_lc/100,'color','k')
xlabel('time [h]')
ylabel('error [-]')
title('RELATIVE ERROR')
legend('e(T)','e(X)','e(L.c.)')
subplot(1,2,2)
bar3(M_b,'grouped')
grid on
title('3D Error Histogram')
legend('Abs humidity','Temperature','Load cell')
```

10.2 Codice Arduino

```
#include <Wire.h>
#include <Indio.h>
#include <UC1701.h>
#include <TimeLib.h>

int POMPA_H, VIE4, POMPA_C, GALL, HEATER,ADS,T_ADS,T_REG,TIME,COUNT,inizio;
float FAN;
static UC1701 lcd;
char mode1[]="Adsorbimento";
char mode2[]="Rigenerazione";
String date,ferma,scelta;
char datearray[40];
time_t t,tm,tt;
int ora,minuti,secondi,giorno,mese,anno;

void setup() {
//Initialization serial port
Serial.begin(9600);
SerialUSB.begin(9600);
  lcd.begin();                //turn on LCD communication
  lcd.clear();
Indio.setADCResolution(16);

//DATE FROM USB
lcd.print("Inserire data test:");
lcd.println("");
lcd.print("gg.mm.yyyy");
lcd.println("");
lcd.print("hr:min:sec");
while(SerialUSB.available()==0){}
date=SerialUSB.readString();
date.toCharArray(datearray,40);
elementiData(datearray);

setTime(ora,minuti,secondi,giorno,mese,anno);
tm=now(); //secondi trascorsi dal 1/1/1970 a data inizio test
OutputSerialData();
lcd.println("");
lcd.println("");
lcd.print("Inizio test:");
lcd.println("");
lcd.print(giorno);
lcd.print("/");
lcd.print(mese);
lcd.print("/");
lcd.print(anno);
lcd.print("-");
lcd.print(ora);
lcd.print(":");
lcd.print(minuti);
lcd.print(":");
lcd.print(secondi);
```

```
delay(2000);
lcd.clear();

//DATA ATTUALE
lcd.print("Inserire data attuale:");
lcd.println("");
lcd.print("gg.mm.yyyy");
lcd.println("");
lcd.print("hr:min:sec");
while(SerialUSB.available()==0){}
date=SerialUSB.readString();
date.toCharArray(datearray,40);
elementiData(datearray);

setTime(ora,minuti,secondi,giorno,mese,anno);
t=now();
OutputSerialData();
lcd.println("");
lcd.println("");
lcd.print("Data attuale:");
lcd.println("");
lcd.print(giorno);
lcd.print("/");
lcd.print(mese);
lcd.print("/");
lcd.print(anno);
lcd.print("-");
lcd.print(ora);
lcd.print(":");
lcd.print(minuti);
lcd.print(":");
lcd.print(secondi);
delay(2000);
lcd.clear();


//DIGITAL CHANNELS SETUP
Indio.digitalMode(1,OUTPUT);
Indio.digitalMode(2,OUTPUT);
Indio.digitalMode(3,OUTPUT);
Indio.digitalMode(4,INPUT);
Indio.digitalMode(5,OUTPUT);
Indio.digitalMode(6,OUTPUT);
Indio.digitalMode(7,OUTPUT);
Indio.digitalMode(8,OUTPUT);
//ANALOGIC INPUT CHANNELS SETUP
Indio.analogReadMode(1,V10);    //Temperature
Indio.analogReadMode(2,V10);    //none
Indio.analogReadMode(3,V10);    //none
Indio.analogReadMode(4,V10);    //none
//ANALOGIC OUTPUT CHANNELS SETUP
Indio.analogWriteMode(1,V10);  //Fan Delivery
```

```
Indio.analogWriteMode(2,V10);  //Fan Solar

//Inizialmente l'impianto è spento
stopping();
lcd.clear();

}

void loop() {

//-----CICLO ADSORBIMENTO + RIGENERAZIONE-----
scelta="0";
//SCELTA FASE DI OPERAZIONE
lcd.print("Tipo di test:");
lcd.println("");
lcd.print("Adsorbimento = a ");
lcd.println("");
lcd.print("Rigenerazione = r ");
lcd.println("");
lcd.print("Stop = s ");
while (scelta!="s"){
while(SerialUSB.available()==0){}
scelta=SerialUSB.readString();

while(tm-t>0) {
  inizio=0;
  lcd.clear();
  lcd.println("");
  lcd.println("");
  lcd.print("Secondi rimanenti: ");
  lcd.println("");
  lcd.print(tm-t);
  delay(1000);
  t++;
}
inizio=1;
lcd.clear();

if (inizio==1); {
if (scelta == "a"){
  Adsorbimento();
  lcd.setCursor(0,4);
  lcd.print("Scegliere: a-r-s");
  }
if (scelta == "r"){
  Rigenerazione();
  lcd.setCursor(0,4);
  lcd.print("Scegliere: a-r-s");
  }
}

if (scelta=="s") {
```

```
  stopping();
  delay(5000);
  lcd.clear();
  }
}
}

//-----STOP FUNCTION-----Switch off components after regeneration stage
void stopping() {
SerialUSB.println("");
SerialUSB.print("----Stop----");
SerialUSB.println("");
lcd.setCursor(0,3);
lcd.print("FASE: stop");
VIE4=0;
POMPA_C=0;
POMPA_H=0;
FAN=0;
HEATER=0;
Indio.digitalWrite(1,POMPA_H);
Indio.digitalWrite(2,VIE4);
Indio.digitalWrite(3,POMPA_C);
GALL=Indio.digitalRead(4);
Indio.digitalWrite(5,HEATER);
Indio.analogWrite(1,FAN, true);
lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("POMPA_H ");
    lcd.print(POMPA_H);
    lcd.print(" - ");
    lcd.print("POMPA_C ");
    lcd.print(POMPA_C);
lcd.setCursor(0,1);
    lcd.print("FAN ");
    lcd.print(FAN*10);
    lcd.print(" %");
lcd.setCursor(0,2);
    lcd.print("4 VIE ");
    lcd.print(VIE4);
}

//----FUNCTION FOR DATA ELEMENTS BY CHAR ARRAY-----
void elementiData(const char *str){
  sscanf(str,"%d.%d.%d %d:%d:%d",&giorno,&mese,&anno,&ora,&minuti,&secondi);
}

//----FUNCTION FOR DISPLAY DATA-----
void OutputSerialData(){
  SerialUSB.print("ORA: ");
  SerialUSB.print(hour());
  SerialUSB.print(":");
  SerialUSB.print(minute());
  SerialUSB.print(":");
```

```
  SerialUSB.print(second());
  SerialUSB.println("");
  SerialUSB.print("DATA: ");
  SerialUSB.print(day());
  SerialUSB.print("/");
  SerialUSB.print(month());
  SerialUSB.print("/");
  SerialUSB.print(year());
  SerialUSB.println("");
}


void Adsorbimento() {
        SerialUSB.println("");
        SerialUSB.print("In esecuzione: adsorbimento");
        SerialUSB.println("");
        lcd.setCursor(0,3);
        lcd.print("FASE: ");
        lcd.print(mode1);
        COUNT=0;
        FAN=10;
        POMPA_C=0;
        POMPA_H=0;
        VIE4=0;
        Indio.digitalWrite(1,POMPA_H);
        Indio.digitalWrite(2,VIE4);
        Indio.digitalWrite(3,POMPA_C);
        GALL=Indio.digitalRead(4);
        Indio.digitalWrite(5,HEATER);
        Indio.analogWrite(1,FAN, true);
         lcd.setCursor(0,0);
             lcd.print("POMPA_H ");
             lcd.print(POMPA_H);
             lcd.print(" - ");
             lcd.print("POMPA_C ");
             lcd.print(POMPA_C);
         lcd.setCursor(0,1);
             lcd.print("FAN ");
             lcd.print(FAN*10);
             lcd.print(" %");
         lcd.setCursor(0,2);
             lcd.print("4 VIE ");
             lcd.print(VIE4);
}

void Rigenerazione(){
        SerialUSB.println("");
        SerialUSB.print("In esecuzione: rigenerazione");
        SerialUSB.println("");
        lcd.setCursor(0,3);
        lcd.print("FASE: ");
        lcd.print(mode2);
```

```
    COUNT=0;
    FAN=10;
    POMPA_C=1;
    POMPA_H=1;
    VIE4=1;
    GALL=Indio.digitalRead(4);
    COUNT=COUNT+TIME;
    Indio.digitalWrite(1,POMPA_H);
    Indio.digitalWrite(2,VIE4);
    Indio.digitalWrite(3,POMPA_C);
    GALL=Indio.digitalRead(4);
    Indio.digitalWrite(5,HEATER);
    Indio.analogWrite(1,FAN, true);
    lcd.setCursor(0,0);
      lcd.print("POMPA_H ");
      lcd.print(POMPA_H);
      lcd.print(" - ");
      lcd.print("POMPA_C ");
      lcd.print(POMPA_C);
    lcd.setCursor(0,1);
      lcd.print("FAN ");
      lcd.print(FAN*10);
      lcd.print(" %");
    lcd.setCursor(0,2);
      lcd.print("4 VIE ");
      lcd.print(VIE4);
}
```

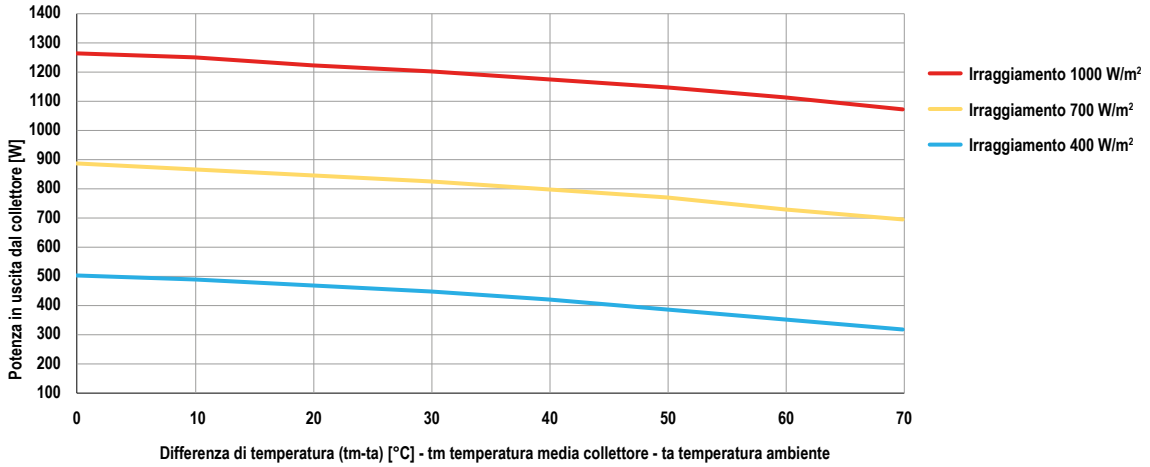
10.3 Scheda tecnica solare termico

X-RAY 10

DATI TECNICI

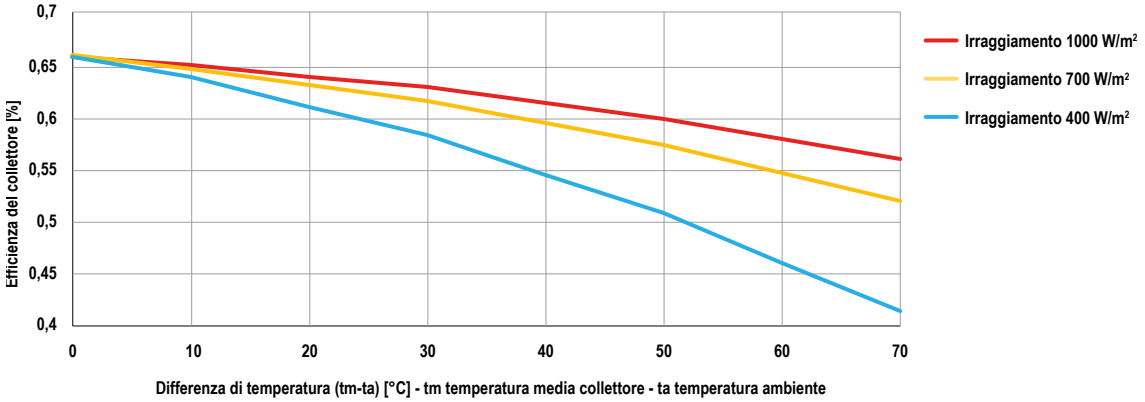
CARATTERISTICHE TECNICHE		
Tubi sottovuoto	N°	10
Numero massimo collettori batteria	N°	12
Attacchi	N°	6
Dimensione attacchi	Ø inch	¾"M
Superficie di apertura	m²	1,912
Superficie di assorbimento	m²	2,574
Superficie lorda	m²	2,202
Dimensioni (LxHxP)	mm	1115x1975x120
Spessore isolamento testata, coppella in lana di vetro alluminata.	mm	47
Diametro-Lunghezza tubi sottovuoto	mm	58/47 - 1800
Inclinazione consigliata	°	15-75°
Peso	kg	41,5
Contenuto di fluido termovettore	litri	2,48
PRESTAZIONI		
η_0 Rendimento ottico (rif.apertura)	%	0,662
k1 coefficiente trasmissione (rif.apertura)	W/m²K	0,735
K2 coefficiente trasmissione (rif.apertura)	W/m²K²	0,0096
Potenza nominale	W	1265
Fattore di correzzione angolo di incidenza	K50°	1,12
Capacità termica (rif.apertura)	kJ/m²K	12,56
Energia prodotto annualmente EN 12975 – Wurzburg – Temperatura 50°C	kWh	1310
Energia prodotto annualmente EN 12975 – Wurzburg – Temperatura 75°C	kWh	1087
Test Report EN 12975-2	-	Fraunhofer
DIN CERTCO Numero di registrazione	-	011-7S1979 R
Portata consigliata per collettore	l/h	90
Temperatura di stagnazione	°C	316
Pressione massima	bar	10

CURVE DI POTENZA collettore X-RAY 10 al variare dell'irraggiamento 400-700-1000 W/m² e differenza di temperatura.

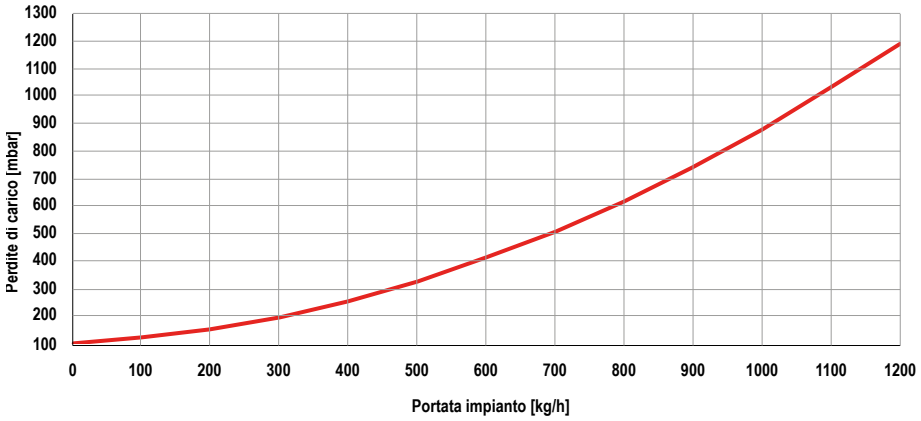


POTENZA P[W]			
tm-ta [°C]	I=400 [W/m²]	I=700 [W/m²]	I=1000 [W/m²]
0	506	886	1265
10	490	870	1250
20	469	849	1229
30	448	827	1207
40	419	799	1178
50	390	770	1149
60	354	734	1113

CURVE DI RENDIMENTO X-RAY 10 al variare dell'irraggiamento 400-700-1000 W/m² e differenza di di temperatura.

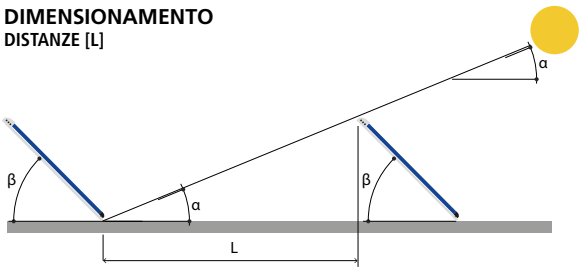


PERDITE DI CARICO collettore X-RAY 10 al variare della portata di progetto.



DIMENSIONAMENTO

DISTANZE [L]



Inclinazione raggi solari α[°]	Inclinazione collettore solare β [°]		
	35°	45°	50°
15	4,1	5,1	5,5
25	2,3	2,8	3
35	1,5	2	2,2

DIMENSIONAMENTO TUBO PER ALLACCIAMENTO COLLETTORI AL SERBATOIO DI ACCUMULO

Numero collettori	Portata consigliata[l/h]	Tubazioni Cu Øe/Øi [mm]
1	90	16/14
2	180	16/14
3	270	18/16
4	360	22/20
5	450	22/20
6	540	22/20
7	630	28/25
8	720	28/25
9	810	28/25
10	900	28/25
11	990	28/25
12	1080	28/25

DIMENSIONI ED INGOMBRI*

Numero collettori	Larghezza con tetto inclinato [mm]	Larghezza con tetto piano [mm]
1	1195	1195
2	2390	2390
3	3585	4885
4	4780	6080
5	5975	7275
6	7170	8470
7	8365	9665
8	9560	10860
9	10755	12055
10	11950	13250
11	13145	14445
12	14340	15640

* I valori fanno riferimento alle staffe di fissaggio Pleion

COD	DESCRIZIONE	QUANTITÀ [PZ]	LISTINO [€/PZ]
1010101021	Collettore solare sottovuoto X-RAY 10	1	-

Riferimenti bibliografici

[1] Ahmed M. Hamed,"Absorption - regeneration cycle for production of water from air - theoretical approach",*Renewable Energy*, vol.19, pp.625-635, 2000

[2] Ahmed Sultan,"Absorption/regeneration non-conventional system for water extraction from atmospheric air",*Renewable Energy*, vol.29, pp.1515-1535, 2004

[3] Muhammad Sultan, Ibrahim I.El-Sharkawy, Takahiko Miyazaki, Bidyut Baran Saha, Shigeru Koyama,"An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems",*Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.46, pp.16-29, 2015

[4] H.E. Gad, A.M. Hamed, I.I. El-Sharkawy,"Application of a solar desiccant/collector system for water recovery from atmospheric air",*Renewable Energy*, vol.22, pp.541-556, 2001

[5] M. Mujahid Rafique, P.Gandhidasan, Shafiqur Rehman, Luai M. Al-Hadhrami,"A review on desiccant based evaporative cooling systems",*Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.45, pp.145-159, 2015

[6] Manoj Kumar, Avadhesh Yadav,"Solar-driven technology for freshwater production from atmospheric air by using the composite desiccant material "CaCl2/floral foam"",*Environ Dev Sustain*, vol.18, pp.1151-1165, 2016

[7] G.E. William, M.H. Mohamed, M. Fatouh, "Desiccant system for water production from humid air using solar energy",*Energy*, vol.90, pp.1707-1720, 2015

[8] Farooq R. Siddiqui, Nabil A.S. Elminshawy, Mohammad F. Addas, "Design and performance improvement of a solar desalination system by using solar air heater: Experimental and theoretical approach",*Desalination*, vol.399, pp.78-87, 2016

[9] Pooria Behnam, Mohammad Behshad Shafii, "Examination of a solar desalination system equipped with an air bubble column humidifier, evacuated tube collectors and thermosyphon heat pipes",*Desalination*, vol.397, pp.30-37, 2016

[10] Marco Simonetti, Vincenzo Gentile, Gian Vincenzo Fracastoro, Angelo Freni, Luigi Calabrese, Giacomo Chiesa, "Experimental testing of the buoyant functioning of a coil coated with SAPO34 zeolite, designed for solar DEC (Desiccant Evaporative Cooling) systems of buildings with natural ventilation",*Applied Thermal Engineering*, vol.103, pp.781-789, 2016

[11] Manoj Kumar, Avadhesh Yadav, "Experimental investigation of solar powered water production from atmospheric air by using composite desiccantmaterial "CaCl2/saw wood"",*Desalination*, vol.367, pp.216-222, 2015

[12] Dia Milani, Abdul Qadir, Anthony Vassallo, Matteo Chiesa, Ali Abbas, "Experimentally validated model for atmospheric water generationusing a solar assisted desiccant dehumidification system",*Energy and Buildings*, vol.77, pp.236-246, 2014

[13] A.M.K. El-Ghonemy, "Fresh water production from/by atmospheric air for arid regions, using solar energy:Review",*Renewable and Sustainable Energy*, vol.16, pp.6384-6422, 2012

[14] Magrini A., Cattani L., Cartesegna M., Magnani L., "Integrated systems for air conditioning and production of drinking water – Preliminary considerations",*Energy Procedia*, vol.75, pp.1659-1665, 2015

[15] Cheng-Chin Ni, Jung-Yang San, "Mass diffusion in a spherical microporous particle with thermal effect and gas-side mass transfer resistance",*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.43, pp.2129-2139, 2000

[16] Peter G. Youssef, Saad M. Mahmoud, Raya K. AL-Dadah, "Numerical simulation of combined adsorption desalination and cooling cycles with integrated evaporator/condenser",*Desalination*, vol.392, pp.14-24, 2016

[17] Eliodoro Chiavazzo, Matteo Morciano, Francesca Viglino, Matteo Fasano, Pietro Asinari, "Performance analysis of a modular water distiller", 2017

[18] S.A. Nada, H.F. Elattar, A. Fouda, "Performance analysis of proposed hybrid air conditioning and humidification–dehumidification systems for energy saving and water production in hot and dry climatic regions",*Energy Conversion and Management*, vol.96, pp.208-227, 2015

[19] Magrini A., Cattani L., Cartesegna M., Magnani L., "Production of water from the air: the environmental sustainability of air-conditioning systems through a more intelligent use of resources. The advantages of an integrated system",*Energy Procedia*, vol.78, pp.1153-1158, 2015

[20] A. Ramzy K, T.P. Ashok Babu, Ravikiran Kadoli, "Semi-analytical method for heat and moisture transfer in packed bed of silica gel",*International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.54, pp.983-993, 2011

[21] M.H. Mohamed, G.E. William, M. Fatouh, "Solar energy utilization in water production from humid air",*Solar Energy*, vol.148, pp.98-109, 2017

[22] N. Audah, N. Ghaddar, K. Ghali, "Optimized solar-powered liquid desiccant system to supply building fresh water and cooling needs",*Applied Energy*, 2011

[23] G. Prakash Narayan, Mostafa H. Sharqawy, Edward K. Summers, John H. Lienhard, Syed M. Zubair, M.A. Antar, "The potential of solar-driven humidification–dehumidification desalination for small-scale decentralized water production",*Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.14, pp.1187-1201, 2010

[24] Napoleon Enteria, Kunio Mizutani, "The role of the thermally activated desiccant cooling technologies in the issue of energy and environment",*Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.15, pp.2095-2122, 2011

[25] A.E. Kabeel, Emad M.S. El-Said, "Water production for irrigation and drinking needs in remote arid communities using closed-system greenhouse: A review",*Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol.18, pp.294-301, 2015

[26] A.E. Kabeel, "Water production from air using multi-shelves solar glass pyramid system",*Renewable Energy*, vol.32, pp.157-172, 2007

[27] Guomin Xua, Wenjian Guana, Suan Shib, David Blersch, "Adsorption model development for mass transport characteristics of MFEP structure by physisorption method",*Chemical Engineering Journal*, vol.354, pp.922-931, 2018

[28] Ahmad A. Pesaran, Anthony F. Mills, "Moisture Transport in Silica Gel Packed Beds I. Theoretical Study",*International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986

[29] Ahmad A. Pesaran, Anthony F. Mills, "Moisture Transport in Silica Gel Packed Beds II. Theoretical Study",*International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1986

[30] Vincenzo Gentile, Marco Simonetti, Pietro Finocchiaro, Gian Vincenzo Fracastoro, "Water production from the atmosphere in arid climates using low grade solar heat", *Proceedings of SWC2017/SHC2017*, pp.1-12, 2017

[31] P.Krishna, D.Pandey, "Close-Packed Structures",*Secretary*, 2001

[32] UN-WWAP, "Water for a sustainable world", 2015, https://doi.org/10.1016/S1366-7017(02)00004-1

[33] WWF, https://www.worldwildlife.org/threats/water-scarcity

[34] Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt, "Introduction to Heat Trasfer - 6th edition", *John Wiley and Sons Inc.*, 2011

[35] Hans Dieter Baehr, Karl Stephan, "Heat and Mass Transfer", *Springer*, 2006

[36] Mihaly, "Mass Transfer Biot Numbers" *PERIODICA POLYTECHNICA SER. MECH. ENG.*, vol.38, pp.109-122, 1994

[37] A. Ramzy K., R. Kadoli, T.P. Ashok Babu, "Improved utilization of desiccant material in packed bed dehumidifier using composite particles", *Renewable Energy*, vol.36, pp.732-742, 2011

[38] D.M. Ruthven "Principles of Adsorption and Adsorption Processes", *John Wiley and Sons*, 1984

[39] Amir Sharafian, Majid Bahrami, "Adsorbate uptake and mass diffusivity of working pairs in adsorption cooling systems", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.59, pp.262-271, 2013

[40] Ang Li, Kyaw Thu, Azhar Bin Ismail, Kim Choon Ng, "A heat transfer correlation for transient vapor uptake of powered adsorbent embedded onto the fins of heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, vol.93, pp.668-677, 2016

[41] Pietro Finocchiaro, Vincenzo Gentile, "Experimental results on adsorption beds for air dehumidification", *International Journal of Refrigeration*, vol.63, pp.100-112, 2016

[42] Ramy H. Mohammed, Osama Mesalhy, Mohamed L. Elsayed, Ming Su, Louis C. Chow, "Revisiting the adsorption equilibrium equations of silica-gel/water for adsorption cooling applications", *International Journal of Refrigeration*, vol.86, pp.40-47, 2018

[43] A. Ramzy K., R. Kadoli, T.P. Ashok Babu, "Improved utilization of desiccant material in packed bed dehumidifier using composite particles", *Renewable Energy*, vol.36, pp.732-742, 2011

[44] Ramy H. Mohammed, Osama Mesalhy, Mohamed L. Elsayed, Ming Su, Louis C. Chow, "Revisiting the adsorption equilibrium equations of silica-gel/water for adsorption cooling applications", *International Journal of Refrigeration*, vol.86, pp.40-47, 2018

[45] J.Crank, "The Mathematics of Diffusion. 2nd Edition", Oxford University Press, London, 1975

[46] Marco Beccali, Pietro Finocchiaro, Bettina Nocke, "Solar Heating and Cooling of Buildings Guidelines", *BRITA in PuBs - Bringing Retrofit Innovation to Application in Public Buildings, EU 6th framework program Eco-building*, 2007

[47] Amir Hossein Shourideh, Wael Bou Ajram, Jalal Al Lami, Salem Haggag, Abraham Mansouri, "A comprehensive study of an atmospheric water generator using Peltier effect", *Thermal Science and Engineering Progress*, vol.6, pp.14-26, 2018