

Università degli Studi di Padova
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ENERGETICA



**Analisi sperimentale di un sistema di
raffreddamento per un pannello
fotovoltaico**

Tesi di Laurea Magistrale

Relatore

Prof.ssa Anna Stoppato

Correlatore

Prof. Alberto Benato

Laureando

Clyde Kevin Mailom Oliva
1183666

ANNO ACCADEMICO 2019-2020

Indice

Introduzione	1
1 Sistemi di raffreddamento FV	3
1.1 Sistemi di raffreddamento alternativi per moduli fotovoltaici	5
1.1.1 PV integrato con materiali a cambiamento di fase (PCM) . . .	5
1.1.2 FV con PCM contenuto in un box alettato	10
1.1.3 Sistema ibrido FVT/PCM con raffreddamento ad acqua . . .	13
1.2 Raffreddamento attivo per pannelli fotovoltaici	17
2 Descrizione dell'apparato sperimentale	29
3 Verifica del modello stazionario	35
3.1 Modello di scambio termico stazionario	35
3.1.1 Relazioni per il calcolo della temperatura di esercizio dei pannelli	36
3.1.2 Scambio termico con spray d'acqua	37
3.1.3 Scambio termico con film d'acqua	39
3.1.4 Influenza dell'isolante. Prova sperimentale e verifica tramite modello stazionario	42
3.1.5 Verifica del modello numerico mediante dati sperimentali . . .	45
Conclusioni	51
Bibliografia	53

Elenco delle figure

1.1	Caratteristica elettrica esterna di una cella al silicio a diversi valori di temperatura [4] Si nota la più marcata influenza dell'aumento di temperatura sulla tensione a circuito aperto	4
1.2	Classificazione studi effettuati su FV con l'integrazione di PCM e nanofluidi [10].	6
1.3	Abbassamento di temperatura ottenuta attraverso l'utilizzo di PCM puri rispetto ad un FV tradizionale. A sinistra si mostrano i risultati nel caso estivo e a destra i risultati nel caso invernale [10].	6
1.4	Aumento dell'efficienza elettrica ottenuta attraverso l'utilizzo di PCM puri rispetto ad un FV tradizionale. A sinistra si mostrano i risultati nel caso estivo e a destra i risultati nel caso invernale [10].	7
1.5	Incremento massimo della potenza in uscita attraverso l'utilizzo di PCM puri rispetto ad un FV tradizionale, ottenuto da diversi ricercatori [10].	7
1.6	Massima riduzione della temperatura del pannello usando un PCM alettato (sinistra) e PCM non alettato (destra) secondo diversi ricercatori [10].	10
1.7	Contenitore PV-PCM con alettature inserite internamente (Hasan et al., 2016 [14]) [10].	10
1.8	Massimo incremento dell'efficienza elettrica (sinistra) e potenza elettrica (destra), usando un PCM alettato in confronto con un PV tradizionale, secondo diversi ricercatori [10].	11
1.9	Riduzione massima della temperatura del pannello usando una specifica portata d'acqua e usando materiali a cambiamento di fase [10].	13
1.10	Massimo aumento di potenza (sinistra) ed efficienza elettrica (sinistra), usando una specifica portata d'acqua e usando materiali a cambiamento di fase in confronto con un FV tradizionale [10].	15
1.11	Modulo FV con sistema di raffreddamento e lavaggio (a) Fotografia del sistema fotovoltaico con stazione meteo (b) Diagramma schematico [6].	19
1.12	16 ugelli equidistanti [6].	20
1.13	Schema del circuito di controllo [6].	21
1.14	Variazione irraggiamento nella giornata del 10 Aprile 2014, dalle 6:00 alle 18:00 [6].	22
1.15	Distribuzione temperatura sul pannello di riferimento (sopra) e nel pannello raffreddato (sotto), alle 11:00 [6].	22

1.16	(Sinistra) confronto superficie pannello di riferimento e pannello sottoposto a raffreddamento e pulizia[6], (Destra) Andamento temperatura delle celle nel ciclo on/off 30s-120s a 1,5 bar[21]	23
1.17	Distribuzione dell'acqua sulla faccia frontale del pannello da parte dei 12 ugelli [22].	24
1.18	Confronto delle temperature delle celle di un modulo fotovoltaico convenzionale rispetto a un modulo fotovoltaico raffreddato con flusso d'acqua [22].	25
1.19	Confronto della potenza in uscita dei moduli fotovoltaici (M 55, $P_{STD} = 53$ Wp) durante il 21 marzo 99 [22].	25
1.20	Confronto tra efficienze di conversione fotovoltaica dei moduli fotovoltaici [22].	26
2.1	Dimensioni in millimetri del pannello [5].	30
2.2	Pannello fissato al tavolo.	30
2.3	Osram SLV1000 (sinistra). Installazione lampada sopra il pannello [5].	31
2.4	Confronto spettro della lampada (sopra) e spettro solare (sotto) [5].	32
2.5	Posizionamento termocoppie.	33
3.1	Rappresentazione schematica dei parametri in ingresso e uscita per il modello di scambio termico del pannello senza raffreddamento [27].	36
3.2	Andamento temperatura di cella al variare dell'irraggiamento, con tutti gli altri parametri fissati [27].	37
3.3	Andamento temperatura di cella al variare della velocità del vento, con tutti gli altri parametri fissati [27].	38
3.4	Andamento temperatura di cella al variare della temperatura ambiente, con tutti gli altri parametri fissati [27].	38
3.5	Deflusso parallelo su lastra piana [27].	40
3.6	Dettaglio della configurazione fluidodinamica [27].	41
3.7	Confronto delle temperature medie del pannello durante le due prove.	43
3.8	Ugello usato per spruzzare l'acqua (sinistra). Angolo di spruzzamento pari a 90° (destra).	45
3.9	Rappresentazione schematica del pannello nelle varie prove. In ogni cella è presente il valore di scostamento di una data termocoppia dal valore trovato tramite il modello.	46

3.10	Rappresentazione schematica del pannello nelle varie prove. In ogni cella è presente il valore di scostamento di una data termocoppia dal valore trovato tramite il modello.	49
------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Elenco delle tabelle

1.1	Coefficiente β per diversi tipi di cella	5
1.2	Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello FV, utilizzando materiali a cambiamento di fase puri.	8
1.3	Continuazione- Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello FV, utilizzando materiali a cambiamento di fase puri.	9
1.4	Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello FV, utilizzando materiali a cambiamento di fase e alettature.	12
1.5	Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello ibrido FVT/PCM con raffreddamento ad acqua.	14
1.6	Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello ibrido FVT/PCM con raffreddamento ad acqua.	16
1.7	Riepilogo dei principali parametri prestazionali per le varie tecniche di raffreddamento di un pannello PV.	17
1.8	Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento attivo di un pannello FV	18
1.9	Ipotesi iniziali.	21
1.10	Confronto consumi di acqua.	22
1.11	Specifiche dell'elettrovalvola	23
2.1	Specifiche pannello	29
2.2	Specifiche lampada	31
3.1	Svolgimento prova senza isolante.	43
3.2	Svolgimento prova con isolante.	44
3.3	Condizioni al contorno per le due prove.	44
3.4	Confronto tra le temperature di cella ottenute dal modello termico stazionario e dall'analisi sperimentale.	44
3.5	Dati utilizzati negli excel per la verifica del modello stazionario	46
3.6	Dati utilizzati negli excel per la verifica del modello stazionario	48

Introduzione

E' possibile classificare le fonti di energia in due differenti categorie: rinnovabili e fossili. Con una domanda globale di energia che sta crescendo molto rapidamente e con un'aspettativa di aumento del 33% del consumo mondiale nel periodo 2010-2030 [1], il mondo non può continuare a dipendere dai combustibili fossili (gas naturale, petrolio e carbone). Infatti, la maggior parte dell'energia consumata nel mondo è prodotta a partire da combustibili fossili. Il problema del passaggio dalle fonti fossili alle rinnovabili non è legato al solo fattore di prezzo, ma più che altro all'impatto ambientale che le fonti fossili creano.

Per tale motivo, le fonti energetiche rinnovabili stanno acquisendo sempre più importanza e, in particolare, l'utilizzo dell'energia solare risulta una soluzione particolarmente interessante per la produzione di energia elettrica, essendo essa una fonte inesauribile, gratuita ed a basso impatto ambientale. Di conseguenza, al giorno d'oggi i sistemi fotovoltaici sono ampiamente riconosciuti e utilizzati per la produzione di energia elettrica. Tuttavia, uno dei principali ostacoli nel funzionamento di tali sistemi è la bassa efficienza di conversione delle celle dell'energia solare in energia elettrica.

L'efficienza dell'impianto fotovoltaico non dipende solo dalla radiazione solare, ma dipende anche dalla temperatura operativa dei pannelli. La bassa efficienza di conversione è dovuta alla parte dell'energia solare incidente che viene convertita in calore che va ad alzare la temperatura di cella. Per ottenere quindi un aumento dell'efficienza, è necessario mantenere il pannello fotovoltaico raffreddato, rimuovendo il calore in eccesso dal gruppo cella. A tal proposito sono state studiate varie soluzioni di raffreddamento, di tipo attivo, passivo, ibrido. Per quanto i sistemi passivi e ibridi possano risultare interessanti, i sistemi attivi come quello analizzato in questo elaborato sono le soluzioni maggiormente studiate e per i quali si trovano in letteratura numerose ricerche. Infatti, per quanto riguarda i materiali a cambiamento di fase (PCM) utilizzati nel raffreddamento passivo, non si hanno ancora sicurezze nel loro funzionamento a lungo termine e di come vadano ad interagire con il pannello e l'ambiente quando il materiale andrà a degradarsi. Si è riscontrato come la tecnica di raffreddamento con i PCM sia quella con l'impatto ambientale più significativo, specialmente quando si considera il riscaldamento globale e ciò è dovuto al fatto che con tali materiali bisogna utilizzare alluminio/vetro e materiali a base di paraffina.

Uno dei fattori più importanti nell'implementazione su larga scala di un sistema di raffreddamento a film d'acqua, è il consumo di acqua stesso. La condizione ottimale sarebbe quella di utilizzare la minor quantità di acqua possibile, e contemporaneamente ottenere un miglioramento delle prestazioni del pannello fotovoltaico che ne

giustifichi economicamente l'implementazione.

Con queste premesse, il presente studio si pone l'obiettivo di validare attraverso alcune prove sperimentali di raffreddamento attivo, l'utilizzo di un modello termico stazionario.

L'elaborato è articolato in tre capitoli. Nel primo capitolo vengono analizzati diversi sistemi di raffreddamento: passivi, attivi e ibridi. Nel secondo capitolo viene descritto l'apparato utilizzato nelle sperimentazioni. Infine, nell'ultimo capitolo vengono analizzate delle prove sperimentali con il fine di comprendere se il comportamento in laboratorio risulta, in particolari condizioni di lavoro, replicabile dal modello numerico.

Capitolo 1

Sistemi di raffreddamento FV

Le prestazioni di un modulo fotovoltaico dipendono fortemente dalla sua temperatura operativa. La maggior parte dell'energia assorbita dal modulo viene convertita in calore [2]. Un modulo fotovoltaico converte in elettricità solo il 4-17% della radiazione solare in entrata, pertanto il resto dell'energia solare incidente viene convertita in calore che di conseguenza va ad alzare la temperatura del modulo fotovoltaico. L'aumento della temperatura del modulo a sua volta, riduce la resa elettrica e l'efficienza del modulo con un danno strutturale permanente a causa di un periodo prolungato di stress termico (noto anche come degradazione termica del modulo) [3].

Nell'equazione 1.1, è mostrata la dipendenza dalla temperatura della tensione di circuito aperto V_{oc} :

$$V_{oc}(T_c) = V_{oc}(T_{STD}) + \frac{dV_{oc}}{dT} \cdot (T_c - T_{STD}) \quad (1.1)$$

dove T_{STD} corrisponde alla temperatura di cella nelle condizioni standard (secondo la IEC 61215), cioè:

- * Irraggiamento pari a 1000 W/m^2 ;
- * Massa d'aria $AM=1,5$;
- * Temperatura $T=25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Oltre alla tensione, anche la corrente di corto circuito è influenzata dalla temperatura, ma in misura inferiore rispetto alla tensione; all'aumento di temperatura corrisponde un debole aumento di tale corrente, pari a $+0,06-0,1\%/^\circ\text{C}$ (figura 1.1).

L'efficienza delle celle fotovoltaiche diminuisce in modo significativo quando la temperatura delle stessa supera un certo limite. Si ha un calo dell'efficienza che varia da un $0,25\%/^\circ\text{C}$ a $0,5\%/^\circ\text{C}$ per grado di aumento della temperatura [5]. Pertanto, è opportuno contenere la temperatura del modulo entro certi valori che non ne condizionino l'efficienza.

La IEC 61215 definisce oltre alle condizioni standard di riferimento, anche il NOCT (Nominal operating cell temperature), cioè la temperatura nominale di lavoro di una cella fotovoltaica. Per definizione, il NOCT è la temperatura media di equilibrio di una cella all'interno di un modulo a circuito aperto posto in particolari condizioni ambientali:

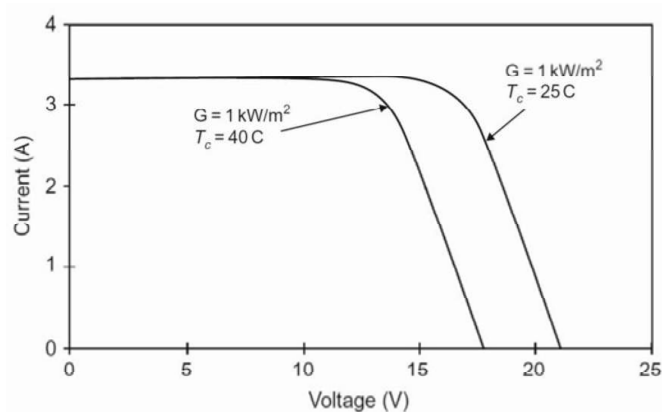


Figura 1.1: Caratteristica elettrica esterna di una cella al silicio a diversi valori di temperatura [4] Si nota la più marcata influenza dell'aumento di temperatura sulla tensione a circuito aperto

- * Irraggiamento di 800 W/m^2 ;
- * Temperatura ambiente di 20°C ;
- * Velocità del vento di 1 m/s ;

Generalmente si può infatti affermare che le condizioni standard di riferimento indicate per i moduli fotovoltaici non siano rappresentative delle condizioni di esercizio sul campo. La temperatura operativa dei moduli può infatti variare fra la temperatura più bassa durante l'alba e aumentare anche di 30°C rispetto alla temperatura fornita dalla norma (25°C) nelle ore pomeridiane. La NOCT dà quindi una stima migliore della temperatura di esercizio del modulo, anche se, in ogni caso, i parametri ambientali assunti per la NOCT non sono sempre riscontrati sul campo, soggetto ovviamente alla variabilità delle condizioni atmosferiche.

L'equazione 1.2, mette in evidenza il legame tra l'efficienza della cella fotovoltaica e la temperatura:

$$\eta = \eta_{rif}[1 - \beta(T_c - T_{rif})] \quad (1.2)$$

dove il coefficiente β , detto coefficiente di temperatura della cella, dipende appunto dalla tipologia di cella utilizzata, ma può essere tranquillamente assunto pari a $-0,4\%/^\circ\text{C}$, in tutto il campo di temperatura.

Si riportano in tabella alcuni valori del coefficiente di temperatura tratti da letteratura in merito.

Uno dei metodi per migliorare il funzionamento del sistema, è quello di coprire la superficie dei moduli con un sottile film d'acqua [6], [7]. Ovviamente questa è una delle possibili tecnologie studiate. Infatti, alcuni ricercatori hanno studiato e proposto, metodi di raffreddamento passivo: attraverso l'utilizzo di materiali a cambiamento di fase in congiunzione con l'utilizzo di nanofluidi. Inoltre, sono stati messi in campo molti sforzi nello sviluppo della tecnologia ibrida fotovoltaica / termica (PV / T), utilizzando aria e acqua come refrigerante [8], [9].

Tabella 1.1: Coefficiente β per diversi tipi di cella

$\beta[^\circ C^{-1}]$	Note	Riferimento
0,0041	Mono-Si	Evans and Florschuetz
0,0038	Average of Sandia cells	OTA (1978)
(0,0032-0,0046)	Commercial cells	OTA (1978)
0,003	Mono-Si	Truncellino and Sattolo
0,0041	PVT system	Mertens (1979)
0,004	PVT system	Hegazy (2000)
0,0026	a-Si	RETScreen (2001)
0,004	Poly-Si	RETScreen (2001)
0,0045	Mono-Si	Chow (2003)

1.1 Sistemi di raffreddamento alternativi per moduli fotovoltaici

Negli ultimi anni, l'interesse crescente nelle energie rinnovabili come risorsa di energia sostenibile a lungo termine, ha portato i ricercatori a cercare soluzioni alternative per migliorare le prestazioni dei pannelli fotovoltaici già esistenti. In particolare le ricerche si sono concentrate sull'utilizzo di materiali a cambiamento di fase (PCM) e sui nanofluidi, per quanto riguarda il raffreddamento passivo del pannello, e su come queste due tecniche possano migliorare l'efficienza e la regolazione della temperatura della superficie del modulo. Gli studi sono stati condotti sia con la sola implementazione isolata di materiali PCM e nanofluidi, sia con l'implementazione congiunta dei due.

In figura 1.2 viene mostrata una classificazione dei sistemi FV gestiti termicamente da PCM e nanofluidi [10].

1.1.1 PV integrato con materiali a cambiamento di fase (PCM)

L'utilizzo di materiali a cambiamento di fase posti sul retro del pannello, permette di assorbire il calore in eccesso sotto forma di calore latente, in modo da mantenere la temperatura richiesta sulla superficie per un certo periodo di tempo.

Le ricerche di Mahamudul et al., 2016 [11], Stropnik and Stritih, 2016 [12]

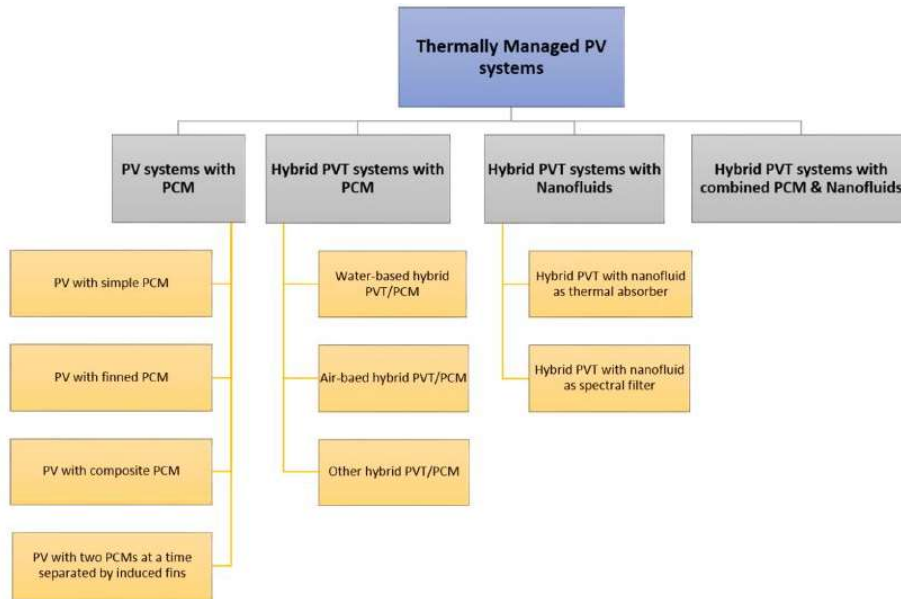


Figura 1.2: Classificazione studi effettuati su FV con l'integrazione di PCM e nanofluidi [10].

e Waqas and Ji, 2017 [13], mostrano il maggior abbassamento di temperatura raggiunto pari a 35°C . La maggior parte dei lavori è stato svolto durante il periodo estivo, grazie alle più alte temperature e alla maggiore intensità della radiazione solare, in modo da comprendere l'impatto dei PCM nelle condizioni più spinte.

In climi molto caldi, il PCM più adatto è l'RT42 a causa dell'elevata temperatura della superficie del modulo (come mostrato in figura 1.3(a sinistra)), mentre PCM con un punto di fusione nell'intervallo $25\text{-}30^{\circ}\text{C}$ sarebbero più adatti principalmente in condizioni invernali (come mostrato in figura 1.3(a destra)) poiché è richiesta una riduzione della temperatura del pannello inferiore.

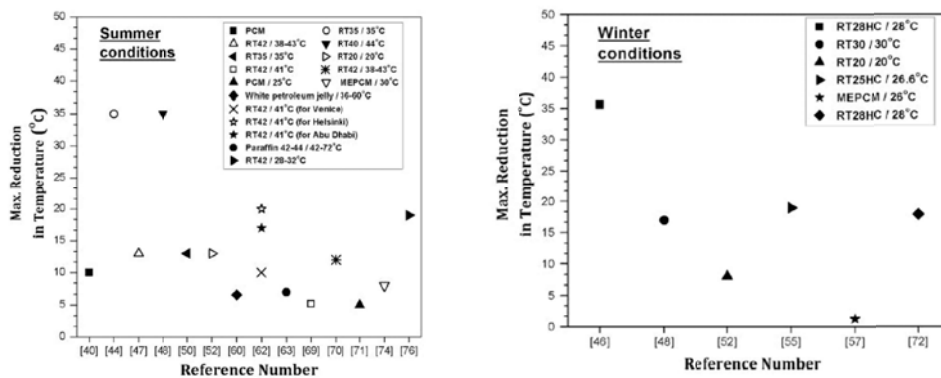


Figura 1.3: Abbassamento di temperatura ottenuta attraverso l'utilizzo di PCM puri rispetto ad un FV tradizionale. A sinistra si mostrano i risultati nel caso estivo e a destra i risultati nel caso invernale [10].

Come si vede dalla figura 1.4, può esserci un miglioramento dell'efficienza del modulo FV fino al 16% utilizzando i PCM. Il motivo sta in un maggior assorbimento di calore in estate da parte dei PCM sotto forma di calore latente.

L'incremento di potenza in uscita attraverso l'uso di PCM è palese in tutti i lavori fatti, ma il valore più alto è stato raggiunto da Stropnik and Stritih, 2016 [12]

1.1. SISTEMI DI RAFFREDDAMENTO ALTERNATIVI PER MODULI FOTOVOLTAICI

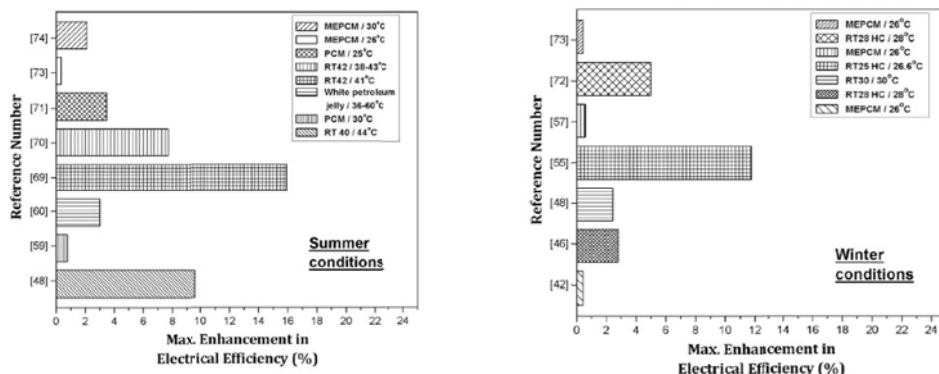


Figura 1.4: Aumento dell'efficienza elettrica ottenuta attraverso l'utilizzo di PCM puri rispetto ad un FV tradizionale. A sinistra si mostrano i risultati nel caso estivo e a destra i risultati nel caso invernale [10].

tramite l'utilizzo di RT28 HC, PCM che consente di ridurre la temperatura del pannello fino a 25°C (figura 1.5).

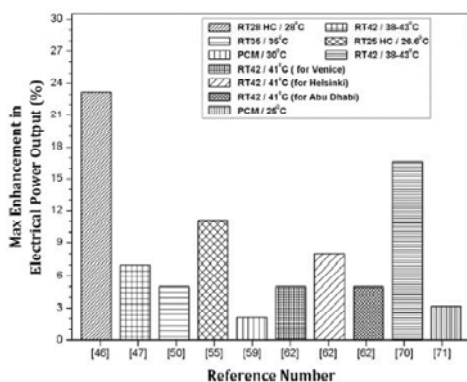


Figura 1.5: Incremento massimo della potenza in uscita attraverso l'utilizzo di PCM puri rispetto ad un FV tradizionale, ottenuto da diversi ricercatori [10].

In tabella 1.2 e 1.3 si riportano i principali lavori svolti, unitamente agli aspetti salienti del sistema testato e i principali risultati ottenuti.

Tabella 1.2: Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello FV, utilizzando materiali a cambiamento di fase puri.

Numero di riferimento	FV-specifiche che pannello	Tipologia PV utilizzato	Natura del lavoro svolto e durata	PCM testato, punto di fusione ($^{\circ}\text{C}$)/ Calore latente (kJ/kg)	Picco $T_{FV-r_{eff}}/T_{FV-P}$	Risultati chiave
Mahamud et al., 2016	Modulo FV	Modulo PV con PCM integrato sul retro del pannello	Soluzione numerica	RT35, 35°C	$70^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$	Il sistema PV ha mostrato un abbassamento di 35°C della temperatura rispetto ad un FV tradizionale
Stropnik and Strih, 2016	250 W CS6P-M pannello FV di dimensioni 340×280 (mm)	FV con box di PCM integrato sul retro	Esperimento effettuato all'esterno a Lubiana, Slovenia, dal 14 al 21 Ottobre 2013	RT28 $28^{\circ}\text{C}/\text{kJ}/\text{kg}$	HC, $72^{\circ}\text{C}/44^{\circ}\text{C}$	Temperatura della superficie del pannello PV è stato ridotto di 35.6°C . Efficienza elettrica migliorata del 23.2%
Wagas and Ji, 2017	Pannelli FV tradizionali con serrande mobili riempite di PCM	Pannelli FV tradizionali con serrande mobili riempite di PCM	Soluzione numerica, usando come condizionali la prima settimana di Gennaio e la seconda settimana di Giugno in Islamabad, Pakistan	RT44, $44^{\circ}\text{C}/\text{kJ}/\text{kg}$	90°C (seconda settimana di giugno) $53^{\circ}\text{C}/43^{\circ}\text{C}$ (prima settimana di gennaio)	Nella seconda settimana di giugno, con un PCM avente $T_m=35^{\circ}\text{C}$ è stata raggiunta la massima efficienza del pannello, con una riduzione della temperatura pari a 35°C . Mentre a gennaio, con un PCM avente $T_m=30^{\circ}\text{C}$ la riduzione di temperatura è stata di 17°C

Tabella 1.3: Continuazione- Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello FV, utilizzando materiali a cambiamento di fase puri.

Numero di riferimento	FV- che pannello	specifici- PV utilizzato	Tipologia di lavoro svolto e durata	Natura del lavoro svolto e durata	PCM testato, punto di fusione (°C)/ Calore latente (kJ/kg)	Picco T_{FV-ref}/T_{FV-Pi}	Risultati chiave
Khanna et al., 2017	Modulo FV	FV con box di PCM integrato sul retro	Simulazione numerica di 3h	RT25 HC, 26,6°C/ 232 kJ/kg	54 °C/ 40 °C		Aumentando l'angolo d'inclinazione del pannello da 0° a 90°, è stato notato un aumento nella convezione sul retro del pannello con conseguente riduzione della temperatura di 19 °C e aumento dell'efficienza di 11,8%
Klugmann-Radziemska et al., 2017	10 W pannello FV di dimensioni 340x 280 (mm)	FV con box di PCM integrato sul retro	Esperimento condotto all'interno, usando un simulatore solare (1000 W/m^2) per 4,5 h	Paraffina 42-44 °C/ 130 kJ/kg	72 °C/ 64°C		Riduzione della temperatura di cella ridotta di 7°C, mantenuta per 5h. Spessore pari a 20 mm di PCM ha portato ai risultati migliori
Park et al., 2014	Due pannelli mono-cristallini, 350 x 280 (mm)	Modulo FV/- PCM installato verticalmente sulla superficie di un muro	Esperimento effettuato all'esterno a Song-do, Incheon, Corea del Sud, dal 17 Maggio al 17 Giugno 2012	25 °C/ 184 kJ/kg	36 °C/ 32,5 °C		Temperatura di cella abbassata di 5 °C. Valore ottimale di T_m pari a 25°C. Incrementi dello spessore del PCM da 30 a 50 mm ha portato ad un piccolo miglioramento dell'efficienza
Cellura et al., 2008	Modulo FV	FV accoppiato con PCM sul retro	Soluzione numerica usando condizioni di una tipica giornata estiva a Palermo, Italia	RT42, 157-179 °C/ 157-179 kJ/kg	83°C/ 64°C		Temperatura di cella ridotta di 19 °C con conseguente aumento dell'efficienza pari al 12% fino al 26%

1.1.2 FV con PCM contenuto in un box alettato

Come si vede dalla figura 1.6 (destra) con l'uso di un PCM alettato, la riduzione della temperatura superficiale del pannello varia tra 5 e 20 ° C, mentre il valore massimo è di circa 31 ° C. Tale valore deriva dagli esperimenti condotti da (Huang et al., 2006) che hanno utilizzato RT25 con $T_m^1 = 26,6$ ° C, valore prossimo alla temperatura ideale. L'effetto dell'inserzione di alettature all'interno del PCM ha ridotto ulteriormente la temperatura superficiale del pannello come si vede dalla figura 1.6 (sinistra). La presenza delle alettature migliora la conduzione del calore, il che è un aspetto positivo a causa della bassa conduttività del PCM stesso e ciò migliora le prestazioni dell'intero FV. Inoltre le alettature permettono una regolazione prolungata della temperatura del pannello, nonché una maggiore uniformità della temperatura sulla superficie.

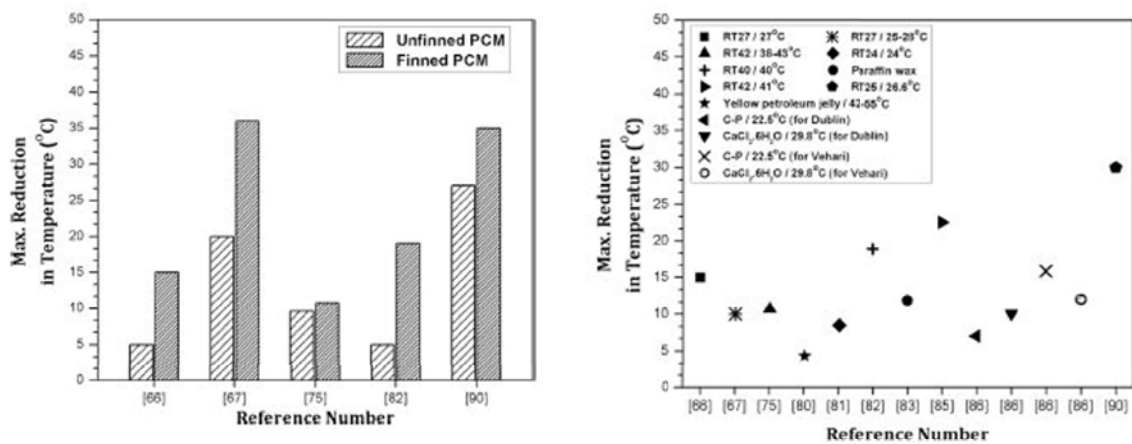


Figura 1.6: Massima riduzione della temperatura del pannello usando un PCM alettato (sinistra) e PCM non alettato (destra) secondo diversi ricercatori [10].

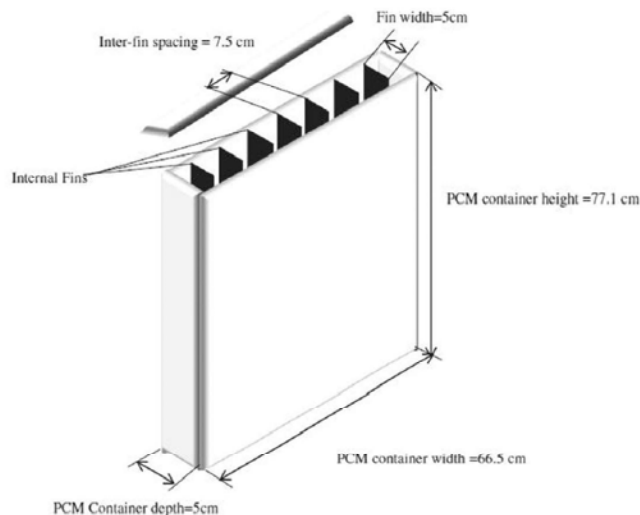


Figura 1.7: Contenitore PV-PCM con alettature inserite internamente (Hasan et al., 2016 [14]) [10].

¹Uno dei parametri che definisce le caratteristiche di un materiale a cambiamento di fase è T_m , cioè la sua temperatura di fusione

Nella letteratura esistente, il massimo miglioramento dell'efficienza fotovoltaica trovato, è di circa il 21% come mostrato dalla figura 1.8 (destra), ottenuto da Indartono et al., 2016[15], utilizzando vasellina gialla come PCM incorporato con alette. Anche il massimo incremento di potenza è stato ottenuto da Indartono et al., 2016[15], come si vede dalla figura 1.8 (sinistra). Il motivo è l'elevata capacità di assorbimento del calore del PCM, insieme all'aumentata velocità di conduzione dovuta alle alette inserite all'interno del PCM. Le alette migliorano il periodo di regolazione della temperatura durante le ore di punta, ostacolando così il declino della potenza erogata. Mentre per altri ricercatori, l'aumento di potenza è compreso tra il 5 e il 12%, mostrando l'efficacia del PCM alettato.

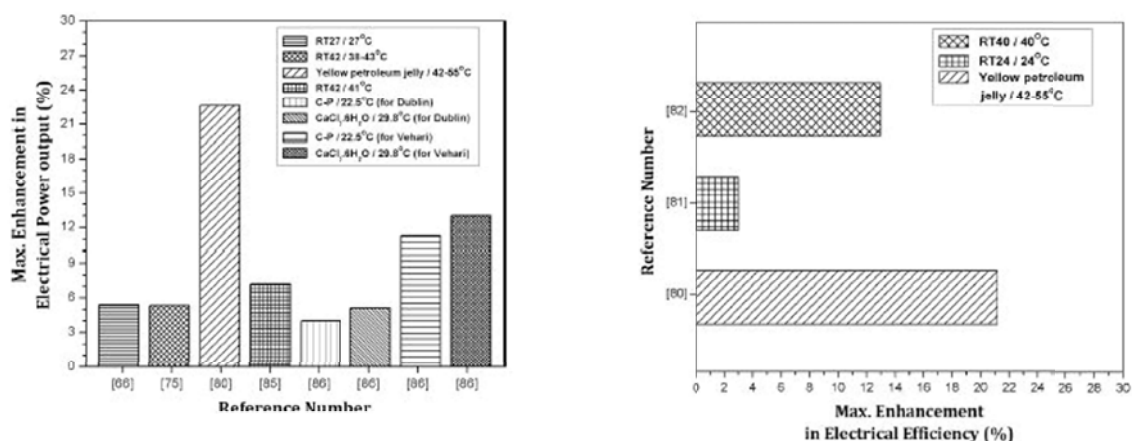


Figura 1.8: Massimo incremento dell'efficienza elettrica (sinistra) e potenza elettrica (destra), usando un PCM alettato in confronto con un PV tradizionale, secondo diversi ricercatori [10].

In tabella 1.4 si riportano i principali lavori, unitamente agli aspetti salienti del sistema testato e i principali risultati ottenuti.

Numero di riferimento	FV- specifiche pannello	Tipologia PV utilizzato	Natura del lavoro svolto e durata	Struttura dell'alettamento	PCM testato, punto di fusione ($^{\circ}\text{C}$)/Calore latente (kJ/kg)	Picco T_{FV-re}/T_{FV}	Risultati chiave
Sharma et al., 2017	Pannello FV	Raffreddamento tramite aria ambiente e PCM integrato. BIPV con e senza micro alette	Esperimenti condotti all'interno usando un simulatore solare descritto in [16]	20 micro alettamenti posti sul retro, ognuno dei quali avente 1 mm di spessore, 5 mm di altezza e 0,5 mm di spazio fra le alette	RT42, 38 $^{\circ}\text{C}/174 \text{ kJ}/\text{kg}$ (0,5 wt% agiunta di C_{uO})	72 $^{\circ}\text{C}/62^{\circ}\text{C}$	Abbassamento medio della temperatura pari a 10,7 $^{\circ}\text{C}$ e 9,6 $^{\circ}\text{C}$, rispettivamente con e senza alettamenti. Mentre la potenza in uscita viene incrementata di 5,35% e 4,8%.
Hassan et al., 2016	Due pannelli policristallini da 40 W, 53 x 63 (cm)	PV-PCM con alettatura incorporata	Esperimenti condotti all'esterno a Al-Aim dal 23/9/15 al 7/10/15	Alettature verticali in sequenza, distanziati di 7 cm	RT42, 41 $^{\circ}\text{C}/145 \text{ kJ}/\text{kg}$	68,6 $^{\circ}\text{C}/60,5^{\circ}\text{C}$	Riduzione di temperatura massima raggiunta pari a 22,6 $^{\circ}\text{C}$
Huang et al., 2006	Pannello FV tradizionale	PV-PCM con alettature inserite in 3 differenti configurazioni	Esperimenti condotti all'interno usando un simulatore solare per 4h	EA con massimo 2 alettature con EB con massimo 32 alettature EC matrice composta da strisce di alluminio	RT25, 26,6 $^{\circ}\text{C}/232 \text{ kJ}/\text{kg}$ e GR40, 43 $^{\circ}\text{C}/82 \text{ kJ}/\text{kg}$	90 $^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$ (seconda di settimana di gennaio)	Abbassamento raggiunto pari a 30 $^{\circ}\text{C}$ per tutte e tre le configurazioni

1.1.3 Sistema ibrido FVT/PCM con raffreddamento ad acqua

Comparando figura 1.9 e figura 1.3 si può notare come la combinazione di raffreddamento passivo e attivo risulti essere la più efficace: la riduzione massima di temperatura è stata raggiunta da Zhou et al., 2017 [17], pari a ben 50 °C, grazie appunto all'assorbimento di calore da parte del PCM seguita da una portata d'acqua attraverso i tubi del PCM stesso, ad amplificarne l'effetto. Dalla figura 1.10(destra)

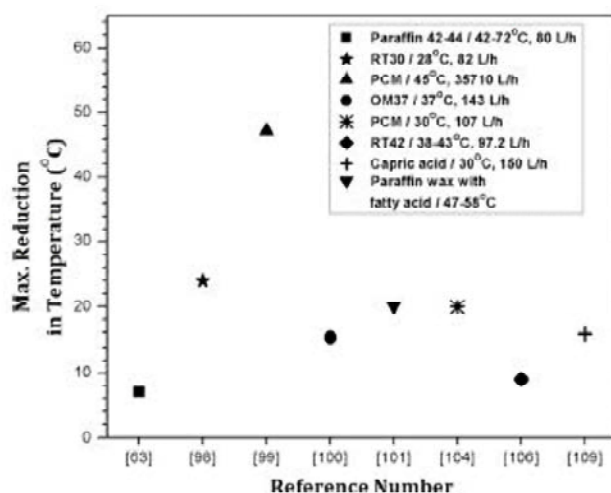


Figura 1.9: Riduzione massima della temperatura del pannello usando una specifica portata d'acqua e usando materiali a cambiamento di fase [10].

è possibile notare un aumento dell'efficienza del pannello di almeno il 15% in praticamente tutte le ricerche effettuate, eccetto Gaur et al., 2017 [18] e Hasan et al., 2016 [14]. Il valore massimo è stato ottenuto da Zhou et al., 2017 [17], che ha utilizzato un'alta portata d'acqua lungo il PCM (tabella 1.5, quinta colonna). Infine in figura 1.10 (sinistra) mostra che sono stati raggiunti miglioramenti della potenza elettrica fino al 25% con un sistema ibrido FVT / PCM a base d'acqua. Poiché come detto precedentemente l'efficienza di questo sistema aumenta grazie all'elevata capacità di assorbimento di calore in eccesso, anche la potenza in uscita aumenta di conseguenza.

In tabella 1.5 e 1.6 si riportano i principali lavori, unitamente agli aspetti salienti del sistema testato e i principali risultati ottenuti.

Tabella 1.5: Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello ibrido FV^T/PCM con raffreddamento ad acqua.

Numero di riferimento	FV - specifico che pannello utilizzato	Tipologia di PV utilizzato	Natura del lavoro svolto e durata	Portata d'acqua	PCM testato, punto di fusione (°C) / Calore latente (kJ/kg) / Spessore dello strato	Picco $T_{FVt-ref}/T_{FV}$	Risultati chiave
Zhou et al., 2017	Pannello FV	FV ^T /PCM	Soluzione numerica usata come condizioni quella della città di Changsha, China	0,25, 0,5, 1, 5, 10 kg/s	PCM, 45 °C	70 °C / 33 °C	Abbassamento della temperatura di cella in seguito all'aumento del flusso d'acqua e diminuzione della temperatura in ingresso. Riduzione massima di temperatura pari a 47,2 °C con conseguente aumento della potenza del 32%.
Gaur et al., 2017	Pannello FV monocristallino semi trasparente 110 W	Collettore FV ^T incorporato con PCM	Soluzione numerica usata nelle condizioni di Lione, Francia, nei giorni 8 Luglio e 20 Febbraio	0,04 kg/s	OM37, 37 °C/211 kJ/kg/5 cm	-	Le prestazioni si sono rivelate migliori in Luglio. I valori ideali trovati di spessore PCM, massa, portata d'acqua sono: 0,015 m, 30 kg e 0,04 kg/s rispettivamente

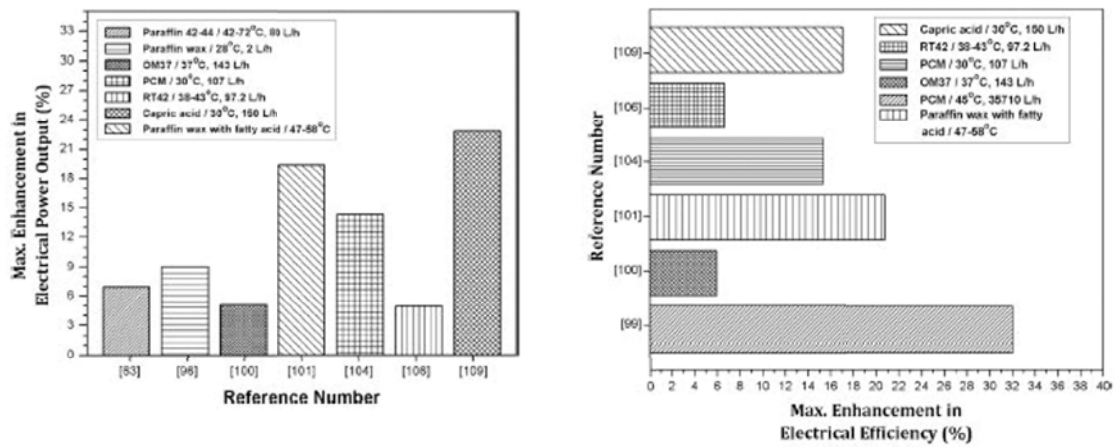


Figura 1.10: Massimo aumento di potenza (sinistra) ed efficienza elettrica (sinistra), usando una specifica portata d'acqua e usando materiali a cambiamento di fase in confronto con un FV tradizionale [10].

Tabella 1.6: Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento di un pannello ibrido FV/PV/PCM con raffreddamento ad acqua.

Numero di riferimento	FV- specifici che pannello	Tipologia di PV utilizzato	Natura del lavoro svolto e durata	Portata d'acqua	PCM testato, punto di fusione ($^{\circ}\text{C}$) / Calore latente (kJ/kg) / Spessore dello strato	Picco $T_{FVt-ref}/T_{FV}$	Risultati chiave
Shukla et al., n.d.	Pannello FV policristallino 160 W, 1270 x 711 (mm)	FV-T-PCM composito con raffreddamento ad acqua	Esperimento condotto all'esterno nel Marzo 2017 a Bhopal, India	-	Cera di paraffina miscchiata con acidi grassi	65 $^{\circ}\text{C}/47^{\circ}\text{C}$	La temperatura del pannello è scesa di 20 $^{\circ}\text{C}$ con conseguente aumento dell'efficienza del 21%. Anche l'efficienza dell'intero sistema è aumentato del 50%
Hasan et al., 2016	Pannello policristallino 40 W, 53 cm x 63 cm	PV-PCM con alettatura e acqua che fluisce in tubi in PCM	Esperimento condotto all'esterno a Al-Ain, UAE dal 30/1/15 al 2/2/15	0,027 l/s	RT42, 38-43 $^{\circ}\text{C}/145 \pm 7,5$ % kJ/kg	53 $^{\circ}\text{C}/44$ $^{\circ}\text{C}$	Abbassamento medio di temperatura pari a 5 $^{\circ}\text{C}$. Aumento dell'efficienza elettrica media di 6%

1.2 Raffreddamento attivo per pannelli fotovoltaici

La maggior parte delle ricerche si focalizza sui sistemi di raffreddamento ad acqua, vale a dire oltre il 65% di esse [19], seguono poi i sistemi di raffreddamento ad aria e, infine, le opzioni meno studiate risultano quelle con nanofluidi. L'applicazione dei nanofluidi potrebbe essere ragionevole in futuro, specialmente per i sistemi PV / T, se e solo se si potesse garantire un sostanziale miglioramento dell'efficienza e una riduzione dei costi. Le stesse tecniche di raffreddamento attivo cominciano a differenziarsi fra di loro quando viene considerato anche l'aspetto economico. Vale a dire, oltre all'investimento iniziale, è presente un costo di esercizio per consentire il funzionamento del sistema (che influisce fortemente sulla redditività economica). Pertanto, per le tecniche di raffreddamento attivo, è fondamentale garantire energia sufficiente nonché un surplus di energia: solo se la maggior produzione di energia elettrica derivante dall'abbassamento di temperatura ottenuta con il raffreddamento è superiore all'energia consumata dal sistema di raffreddamento stesso, il metodo proposto risulta conveniente. Senza contare poi il consumo di acqua, che deve essere il più contenuto possibile per rendere effettivamente applicabile un sistema di raffreddamento. Da notare anche che i sistemi di raffreddamento attivi, sono caratterizzati da prestazioni superiori rispetto a quelli passivi. Ricerche sperimentali mostrano una riduzione della temperatura fino a 30°C per i metodi di raffreddamento attivo contro una riduzione fino a 20°C nel caso di sistemi di tipo passivo. I metodi attivi generalmente garantiscono un miglioramento dell'efficienza elettrica fino al 22%, rispetto al 15% del caso di metodi passivi [5].

In tabella 1.7, viene mostrato un confronto fra i metodi di raffreddamento attivi.

Tabella 1.7: Riepilogo dei principali parametri prestazionali per le varie tecniche di raffreddamento di un pannello PV.

Tecnica di raffreddamento	Aumento di efficienza raggiunto	Aumento della potenza in uscita	Riduzione temperatura operativa del pannello
Acqua	2,1% a 37,5%	10% a 35,5%	0,7°C a 32°C
Acqua (PV/T)	2% a 22,2%	N/A	10°C a 33°C
Aria	2,6% a 10%	3% a 15%	5°C a 30°C
Nanofluidi	7% a 19,5%	20% a 30%	18°C a 24°C

In questa sezione vengono confrontate con il nostro caso in esame, altre ricerche molto simili (tabella 1.8).

Tabella 1.8: Riassunto di lavori svolti da ricercatori per il raffreddamento attivo di un pannello FV

Numero di riferimento	Pannello FV	Natura del lavoro svolto e durata	Strategia raffreddamento	Risultati chiave
Benato, Stoppato, 2019	FV monocristallino composto da 60 celle	Analisi sperimentale svolta in laboratorio a Padova, Italia	Raffreddamento tramite film d'acqua attraverso ciclo on off	Nel caso migliore di ciclo on/off 30s-120s, è stato registrato un abbassamento di temperatura del pannello pari a 28 °C. Conseguente aumento di efficienza che varia fra 12,2% e 13,9%
Elnozahy et al., 2014	Due pannelli SF80-A film sottile, inclinati 30° Sud	Esperimento condotto all'esterno a New Borg El Arab, Alessandria, Egitto in una giornata serena del 10 Aprile 2014	Raffreddamento automatico con film d'acqua attraverso una valvola a solenoide	Abbassamento di temperatura del pannello raggiunta pari a 20°C con conseguente aumento dell' 11,7% dell'efficienza
Krauter et al., 2004	Due Pannelli fotovoltaici M55, inclinati di 23° Nord	Esperimento condotto all'esterno a Rio De Janeiro, Brasile	Raffreddamento attraverso flusso d'acqua sulla faccia frontale del pannello	Temperatura operativa del pannello abbassata da 60°C a 38°C. L'efficienza del pannello è passata da 10,5% a 12% nel caso del pannello raffreddato
Azadeh Kordzadeh et al., 2009	Tre pannelli policristallini con 36 celle ciascun	Esperimento condotto all'esterno per 4 mesi a Kerman City, Iran	Raffreddamento tramite: film d'acqua continuo sulla superficie del pannello	La riduzione della temperatura operativa supera i 26 °C. Migliorato il picco del grafico di potenza da 52 W a 78 W per l'array da 90W e da 92W a 98W per l'array da 135W

Risulta particolarmente interessante analizzare il lavoro fatto da Elnozahy et al., [6] ed il sistema automatico utilizzato per il raffreddamento del pannello.

La configurazione sperimentale è composta da (figura 1.11):

1. Due moduli FV, posti uno sopra l'altro ²;
2. Serbatoio d'acqua;
3. Elettrovalvola
4. Tubo di rame provvisto di ugelli per lo spruzzo di acqua sul modulo
5. Circuito di controllo.
 - * Relè principale
 - * Data logger e strumento di controllo (OM320)
 - * Relè ausiliario
 - * Programma di controllo

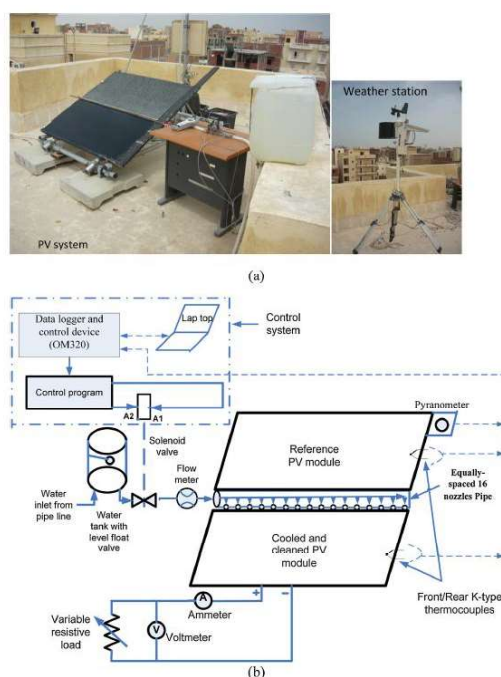


Figura 1.11: Modulo FV con sistema di raffreddamento e lavaggio (a) Fotografia del sistema fotovoltaico con stazione meteo (b) Diagramma schematico [6].

²Quello di riferimento si trova nella parte superiore e il modulo con il sistema di raffreddamento e pulizia proposto si trova nella parte inferiore, come mostrato in figura 1.11. Il tubo di rame usato per il raffreddamento, si trova fra i due moduli.

Per mantenere una temperatura uniforme attraverso il modulo fotovoltaico, è stato utilizzato un tubo di rame con 16 ugelli equidistanti nel sistema di raffreddamento e pulizia automatico proposto, come mostrato nella figura 1.12.

Per il sistema di controllo automatizzato è stata utilizzata un'elettrovalvo-

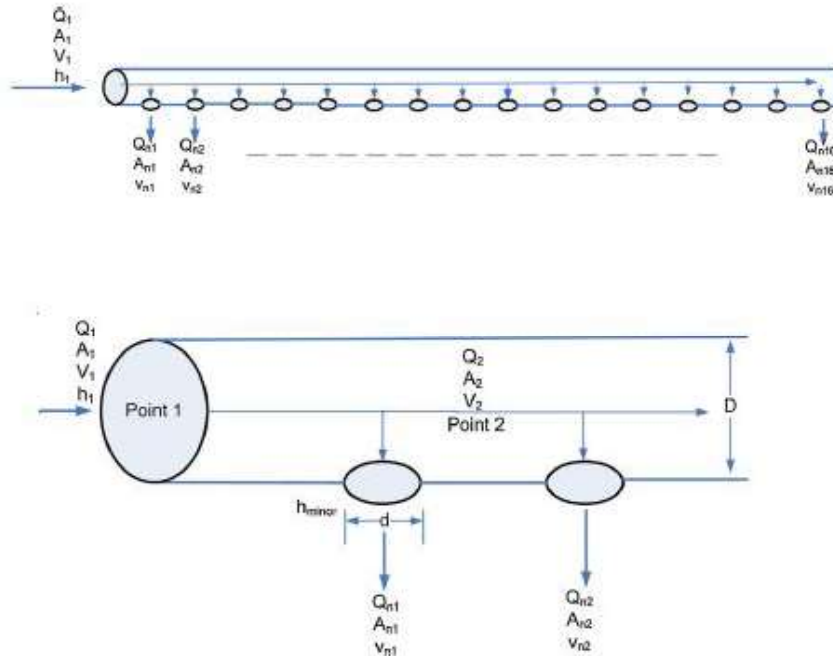


Figura 1.12: 16 ugelli equidistanti [6].

la che agisce sotto un sistema di controllo. Attraverso il confronto dei valori misurati della temperatura sulla faccia posteriore del modulo FV (T_{rc}) e della temperatura ambiente (T_{amb}) tramite un comparatore, si ottengono due condizioni:

- * Se $T_{rc} \geq T_{amb} + 2^{\circ}C$, si ha un output elevato al comparatore e quindi il sistema di raffreddamento va in funzione;
- * Se $T_{rc} \leq T_{amb} + 2^{\circ}C$, si ha un output basso al comparatore, non si ha necessità di raffreddare il pannello.

In questo modo la temperatura sulla faccia posteriore del modulo risulta dipendente alla temperatura ambiente, e ciò mantiene la temperatura del pannello il più vicino possibile alla temperatura ambiente stessa. Il sistema di raffreddamento rimane in funzione finché non viene soddisfatta la condizione $T_{rc} \leq T_{amb} + 2^{\circ}C$.

Esiste inoltre una terza condizione, che controlla la fase di pulizia del pannello. Infatti, durante l'inverno o i giorni nuvolosi, la temperatura T_{rc} del pannello potrebbe non superare mai la condizione necessaria per avviare lo spruzzo d'acqua. Se ciò accadesse per troppi giorni consecutivamente, la faccia frontale del pannello risulterebbe sporca, con vari tipi di depositi sulla superficie. È stato studiato l'effetto dell'accumulo di polvere e sporcizia sulle prestazioni del sistema FV nella stessa posizione geografica [20], e si è concluso che il sistema FV in quest'area dovrebbe essere pulito ogni quattro giorni. Il processo di pulizia continua per 25

secondi.

Entrambe le uscite delle condizioni di raffreddamento vengono mandate ad una porta "or", che attraverso due relè, controlla l'operazione on e off dell'elettrovalvola, che va a sua volta a regolare la portata d'acqua per il raffreddamento. L'acqua fuoriesce da un serbatoio posto a 0,5 metri di altezza. Il flusso d'acqua discendente, viene spruzzato sul pannello non appena l'elettrovalvola riceve il segnale elettrico da parte del sistema di controllo (figura 1.13).

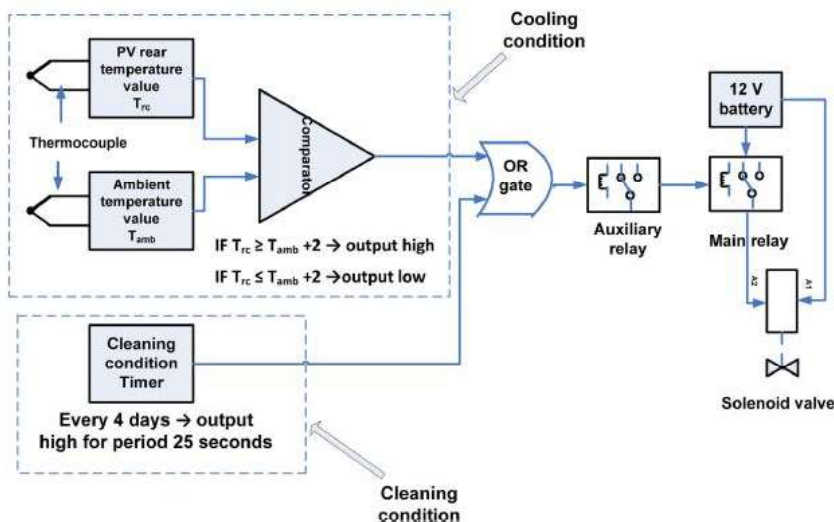


Figura 1.13: Schema del circuito di controllo [6].

Le ipotesi iniziali dell'esperimento sono espone nella tabella seguente:

Tabella 1.9: Ipotesi iniziali.

-	T_{amb} [°C]	V_w [m/s]	$T_{ciniziale}$ [°C]
Elnozahy et al. [6]	14,5	2-5,5	12,5
Benato et al. [5]	22,92	0	30,32

La variazione di irraggiamento durante la giornata di test, è invece mostrata nella figura 1.14, mentre per l'esperimento di Benato et al, l'irraggiamento è costante a 1000 W/m^2 , essendo state usate due lampade alogene.

Una differenza nei due apparati sperimentali è il numero di termocoppie utilizzate per monitorare la temperatura superficiale del pannello:

- * 4 termocoppie per pannello, tipo K nel caso di Elnozahy et al., 2016[6];
- * 50 termocoppie di tipo T nel nostro caso.

La minore concentrazione di termocoppie nel pannello, comporta ovviamente misurazioni meno precise soprattutto nelle zone più periferiche del pannello, e ciò si vede soprattutto nella distribuzione di temperatura sulla superficie del modulo (figura 1.15).

Per quanto riguarda il consumo d'acqua, il confronto fra le due ricerche è mostrato nella tabella 1.10:

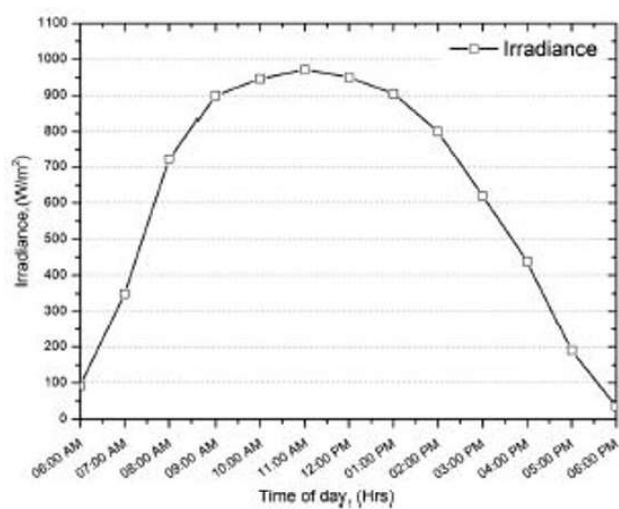


Figura 1.14: Variazione irraggiamento nella giornata del 10 Aprile 2014, dalle 6:00 alle 18:00 [6].

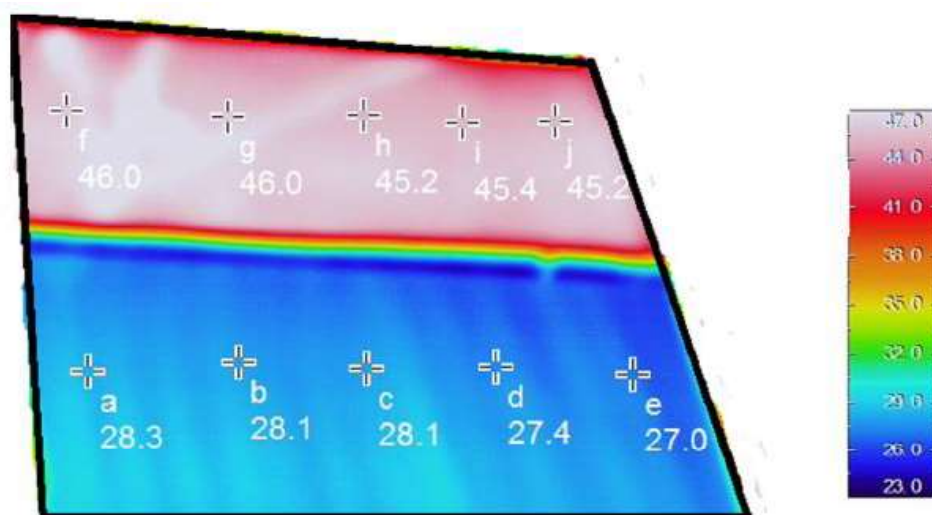


Figura 1.15: Distribuzione temperatura sul pannello di riferimento (sopra) e nel pannello raffreddato (sotto), alle 11:00 [6].

Tabella 1.10: Confronto consumi di acqua.

Numero di riferimento	Consumo giornaliero di acqua [l/giorno]
Benato, Stoppato, 2019	168,3
Elnozahy et al., 2014	19,5

Avendo comunque due esperimenti svolti in condizioni differenti, la differenza di consumo d'acqua è parecchio marcata, pari a 148,8 l/giorno di acqua. Risulta evidente il vantaggio di avere un sistema di controllo automatizzato per lo spruzzamento d'acqua, che viene attivato solo in determinate condizioni. Il valore di 19,5 l/giorno, è un valore di poco approssimato in difetto, perché non viene considerata la portata d'acqua utilizzata per la fase di lavaggio, pari ad appena 0,50 l/giorno.

Dalla tabella 1.11, il consumo di potenza dell'elettrovalvola attraverso una batteria da 12V è molto piccolo pari a 5,4W, dunque anche l'energia consumata dal sistema stesso risulta piccolo, pari a 44 Wh/mese. Per quanto riguarda i costi

Tabella 1.11: Specifiche dell'elettrovalvola

Tensione di lavoro	DC12V
Corrente massima	450 mA
Potenza nominale	5,4 W
Modalità operativa	Normalmente chiuso
Porte ingresso/uscita	Diametro esterno di 19 mm
Materiali	Acciaio inossidabile / polioossimetilene
Schermo filtro	Filtro di ingresso in acciaio inossidabile
Limitazione della temperatura	Temperatura massima del fluido 120 °C
Pressione	0,02-0,8 MPa

dei due sistemi, è difficile fare un paragone, perché nel caso di Elnozahy et al., 2014, è stato considerato il costo dell'intero sistema di raffreddamento e pulizia, più un singolo modulo fotovoltaico, pari a 418,15\$. Mentre nel nostro caso è stato considerato il solo costo dei tre ugelli e della tubazione alla quale sono collegati, pari a 15€. E' stato escluso il costo maggiore dato dal modulo fotovoltaico.

In conclusione, l'utilizzo di un sistema di raffreddamento automatizzato ha comportato enormi risparmi di acqua, ma la carenza di misurazioni e prove non permette la comparazione dei due apparati sperimentali. (figura 1.16 e tabella 1.8).

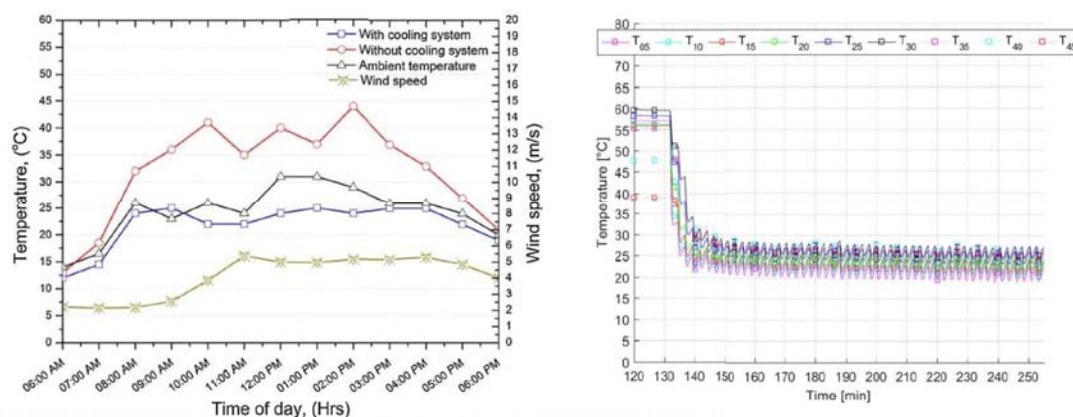


Figura 1.16: (Sinistra) confronto superficie pannello di riferimento e pannello sottoposto a raffreddamento e pulizia[6], (Destra) Andamento temperatura delle celle nel ciclo on/off 30s-120s a 1,5 bar[21]

Sebbene i risultati delle due prove siano confrontabili come si nota in tabella 1.8,

un confronto diretto fra le due ricerche sperimentali risulta difficile. In primis, la quantità di dati disponibili nella ricerca di Elnozahy et al., non è sufficiente per verificare le sue conclusioni. Infatti la prova è stata svolta sulla singola giornata, in confronto alle prove e i risultati mostrati da Benato et al., frutto di mesi di prove per ricercare la soluzione migliore, sia dal punto di vista economico sia dal punto di vista di fattibilità del sistema stesso. Inoltre le due prove sono state condotte in condizioni esterne totalmente differenti come viene mostrato dalla tabella 1.8. La sola temperatura di partenza delle due prove è molto differente: circa 60°C in [5] e circa 50°C in [6] dovuta alla diversa radiazione solare alla quale sono stati sottoposti i due moduli. Ciò rende relativa il valore di abbassamento di temperatura data dalle due prove, non essendo fra di loro comparabili. In secondo luogo l'effetto del vento, che non può essere trascurato nel caso di Elnozahy et al., pur non essendo stato approfondito nel loro studio. Infine, un ulteriore vantaggio dell'apparato di Benato e Stoppato et al., è la semplicità. La struttura è progettata per testare moduli fotovoltaici singoli o multipli dotati o meno di un sistema di raffreddamento. Sia i metodi di raffreddamento attivo che passivo possono essere testati nella struttura [5].

Una tecnica di raffreddamento attivo per i pannelli fotovoltaici è stata proposta e valutata sperimentalmente in [22]. La tecnica presuppone l'applicazione di un flusso d'acqua sulla superficie frontale del pannello fotovoltaico con un flusso medio applicato di circa $4,4 \text{ l/min}\cdot\text{m}^2$, distribuito attraverso 12 ugelli montati sopra il modulo figura 1.17. L'acqua viene distribuita da dodici ugelli montati sulla parte



Figura 1.17: Distribuzione dell'acqua sulla faccia frontale del pannello da parte dei 12 ugelli [22].

superiore del modulo fotovoltaico. Lo spessore medio dello strato d'acqua risulta intorno ad $1,0 \text{ mm}$, con una velocità di evaporazione specifica di circa $1,0 \text{ l/ora}\cdot\text{m}^2$. L'impostazione sperimentale è stata dotata di un sistema di tracciamento controllato manualmente. Con l'applicazione della tecnica di raffreddamento proposta, la temperatura operativa del pannello fotovoltaico è stata significativamente ridotta da 60°C a 38°C (figura 1.18).

L'aumento raggiunto in potenza elettrica registrato nel corso della giornata è stato pari al $10,3\%$ (figura 1.19). Inoltre, l'incremento complessivo di efficienza riscontrato

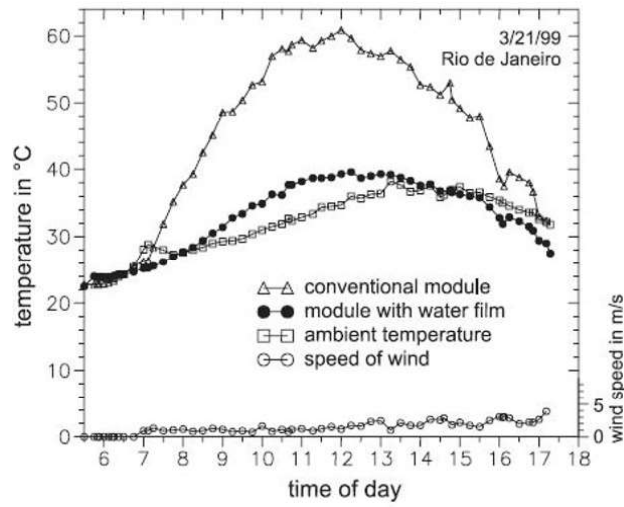


Figura 1.18: Confronto delle temperature delle celle di un modulo fotovoltaico convenzionale rispetto a un modulo fotovoltaico raffreddato con flusso d'acqua [22].

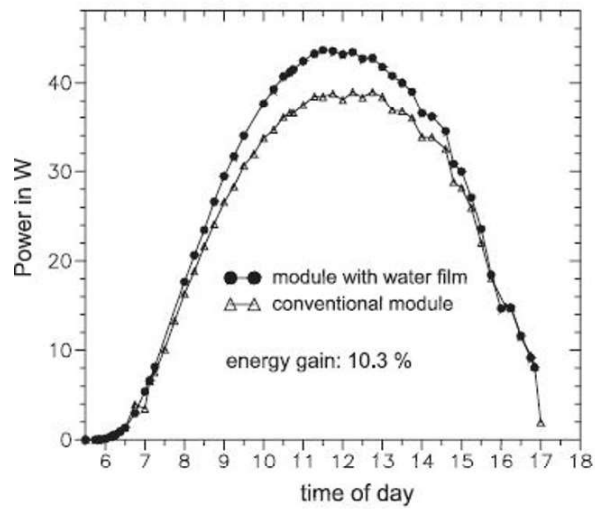


Figura 1.19: Confronto della potenza in uscita dei moduli fotovoltaici (M 55, $P_{STD} = 53 \text{ Wp}$) durante il 21 marzo 99 [22].

è stato da circa il 10,5% (pannello non raffreddato) a circa il 12,0% nel caso di un pannello fotovoltaico raffreddato. È stato anche considerato il suo aspetto economico e la tecnica di raffreddamento considerata non è risultata economicamente valida a causa della bassa efficienza delle pompe di circolazione. Tuttavia, gli autori hanno affermato che, con l'utilizzo di pompe ad alta efficienza potrebbe essere possibile garantire un aumento netto positivo del rendimento elettrico tra l'8% e il 9% [22].

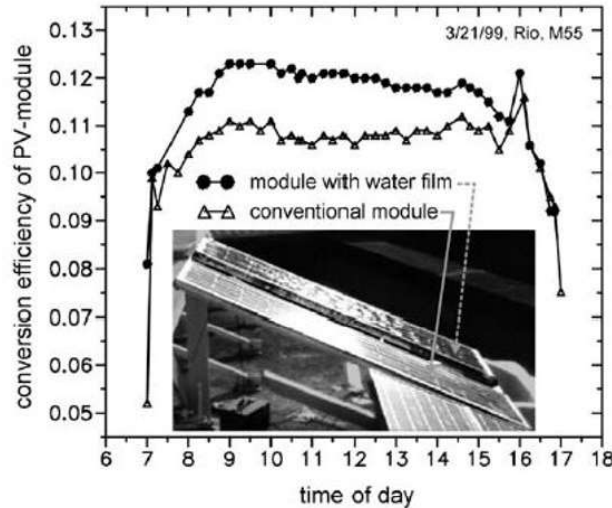


Figura 1.20: Confronto tra efficienze di conversione fotovoltaica dei moduli fotovoltaici [22].

Il sistema proposto da Krauter [22] presenta però dei limiti non trascurabili. L'aspetto dell'evaporazione non è stato preso in considerazione nella ricerca, caratteristica fondamentale per la tecnica di raffreddamento attivo proposta. Inoltre come nel caso di Elnozahy et al., la quantità di dati disponibili è alquanto limitata. Anche in questo caso i risultati delle prove sono basate su un solo giorno di test, rendendo i risultati poco significativi. Non è stata studiata nemmeno in questo caso l'influenza della velocità del vento sulle prove. Inoltre, sarebbe stato utile anche se gli autori avessero ottenuto ulteriori esperimenti con pompe di circolazione altamente efficienti per dimostrare e confermare la redditività economica della tecnica di raffreddamento proposta.

Il consumo di acqua in questo caso risulta improponibile per un'applicazione reale del sistema. Il flusso medio di $4,4 \text{ l/min}\cdot\text{m}^2$, ipotizzando 6 ore di raffreddamento (dalle 10 alle 16), porta ad un consumo inaccettabile di acqua. Per questo il sistema on/off, si rivela senza dubbio un metodo migliore per gestire i consumi di acqua e il consumo di energia.

In letteratura esistono diverse ricerche teoricamente comparabili con Benato et al. Purtroppo alcune ricerche, presentano una mancanza di dati raccolti, descrivendo prove sperimentali eseguite in uno o due soli giorni ([23], [24], [22], [6]). In altri casi le temperature di partenza delle prove non sono comparabili. Nel caso di Benato et al., la temperatura di partenza è di circa 60°C , mentre nella maggioranza dei casi la temperatura è più bassa, attorno ai 45°C [25], e ciò accade soprattutto nelle prove sperimentali svolte all'esterno, dove non sono controllabili né tanto meno ripetibili le condizioni di irradiazione del pannello.

Mancano poi considerazioni economiche nell'implementazione di tecniche di ricircolo dell'acqua, essendo gli studi concentrati sul solo abbassamento della temperatura del pannello e sul miglioramento delle prestazioni, che per quanto siano dati interessanti, non sono sufficienti a giustificare una reale convenienza dell'implementazione del sistema di raffreddamento.

Altro fattore importante poco studiato, è il consumo di acqua durante il raffreddamento del modulo. L'unico caso in cui il consumo può essere trascurato, è quando l'intero apparato sperimentale utilizzi solamente acqua da sorgenti naturali: l'acqua di raffreddamento viene aspirata, ad esempio, dal lago e, dopo aver raffreddato il modulo, ritorna alla fonte. Non viene sprecata acqua e, tramite la miscelazione, si aiuta ad introdurre più ossigeno nell'acqua stessa [5]. In tutti gli altri casi, il consumo di acqua è un fattore fondamentale nella progettazione di un sistema realmente applicabile, essendo l'acqua un bene primario.

Infine, sia l'evaporazione dell'acqua che l'effetto del vento, nel caso di esperimenti svolti all'esterno, sono fattori non trascurabili nella considerazione dei risultati.

Capitolo 2

Descrizione dell'apparato sperimentale

In questo capitolo viene descritto l'apparato sperimentale. Tale sistema si trova nel laboratorio di Macchine a fluido e sistemi energetici nel dipartimento di ingegneria industriale dell'Università di Padova.

L'idea consiste nell'allestire un sistema il più semplice possibile, in modo da poter testare rapidamente diverse configurazioni senza stravolgere l'intero apparato.

Il componente principale è un pannello fotovoltaico monocristallino composto da 60 celle. Le specifiche del pannello sono mostrate in tabella 2.1, mentre le dimensioni sono raffigurate in figura 2.1. Tutti i dati tecnici si riferiscono alle condizioni standard del modulo: massa d'aria $AM=1,5$, temperatura ambiente $T=25^{\circ}\text{C}$ e irraggiamento $G=1000\text{W}/\text{m}^2$.

Tabella 2.1: Specifiche pannello

Parametro	Valore	Unità di misura
Numero celle	60	-
Potenza nominale	230 ± 3	W
Tensione nominale	29,9	V
Corrente nominale	7,68	A
Tensione di circuito aperto	36,8	V
Corrente di cortocircuito	8,34	A
NOCT ¹	45	$^{\circ}\text{C}$
Peso	20	kg
Dimensioni	1642*994*40	mm

Il pannello è fissato sopra un tavolo inclinabile (figura 2.2). In questa maniera, è possibile testare diversi angoli di inclinazione senza smontare il pannello o l'apparato di misurazione.

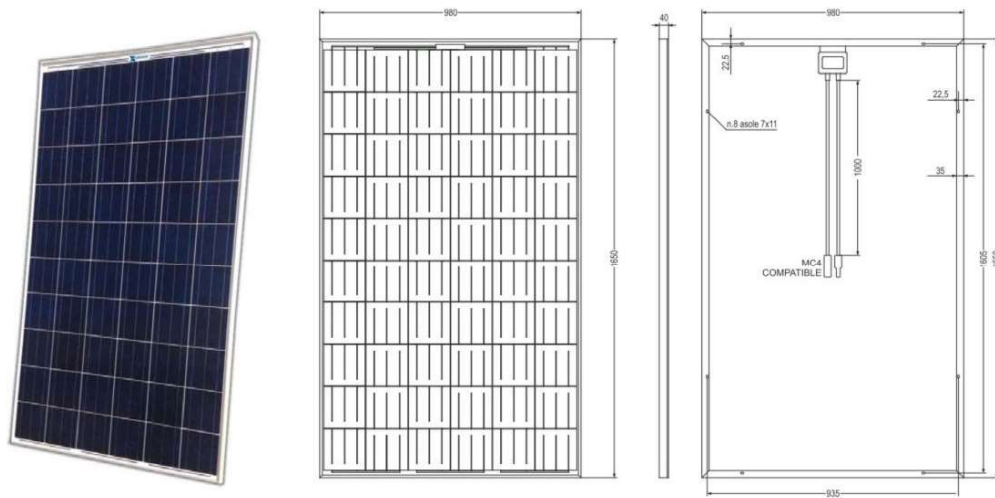


Figura 2.1: Dimensioni in millimetri del pannello [5].

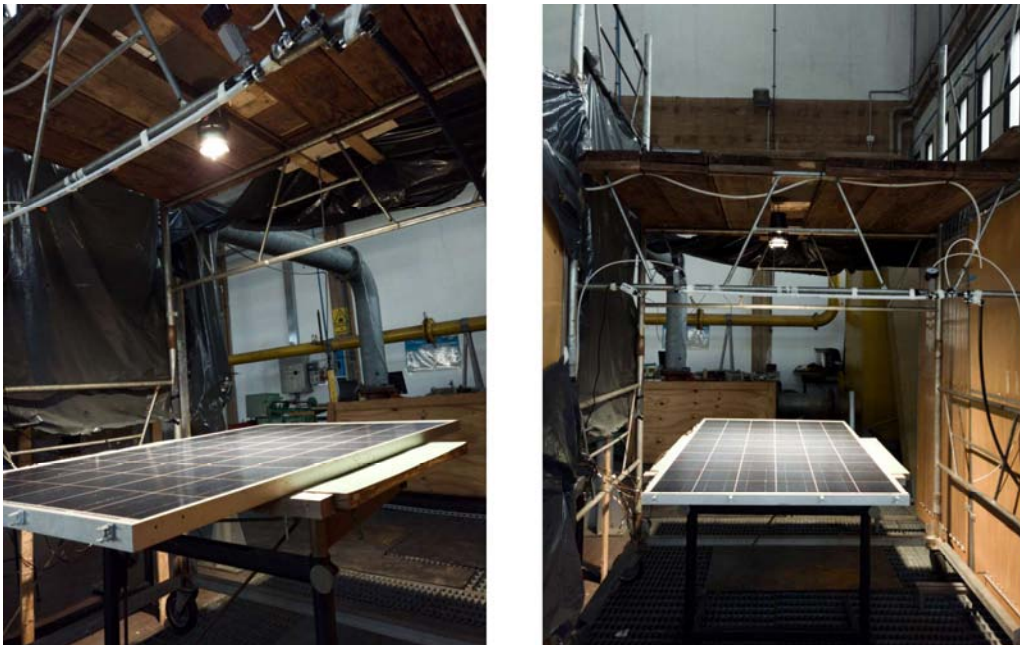


Figura 2.2: Pannello fissato al tavolo.

Per simulare la radiazione solare si adotta, una lampada alogena avente le caratteristiche riportate in tabella 2.2. Posizionando una singola lampada al centro del pannello, ad una distanza perpendicolare dalla superficie di circa 1,1 m, si ottiene un irraggiamento di circa 413 W/m^2 , dato ottenuto dalla formula dell'inverso del quadrato della distanza (formula 2.1).

$$G = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 \cdot G_1 \quad (2.1)$$

Dove G_1 è il valore di irraggiamento calcolato da Claver [26] ad una distanza perpendicolare dal centro del pannello pari ad un metro (d_1).

Tabella 2.2: Specifiche lampada

Parametro	Valore	Unità di misura
Potenza nominale	1000	W
Flusso luminoso	33000	Lumen
Temperatura	3350	K



Figura 2.3: Osram SLV1000 (sinistra). Installazione lampada sopra il pannello [5].

E' possibile confrontare lo spettro di luce della lampada con quello solare (figura 2.4): lo spettro per la componente diretta del sole (AM 1,5-f) varia in un range di lunghezze d'onda da $0,3\text{-}4 \mu\text{m}$, mentre quello della lampada varia tra $0,25\text{-}2,5 \mu\text{m}$. Ovvero, lo spettro della lampada alogena risulta maggiormente spostato verso gli UV, pur presentando un punto di massimo nella zona visibile come lo spettro solare [21].

Per monitorare la temperatura superficiale del pannello, sono state marmoferrate 50 termocoppie tipo T nelle intersezioni fra le celle, che sono le posizioni migliori per misurare la distribuzione di temperatura. Le termocoppie marcate con il simbolo "M" sono state posizionate in zone "strategiche" nel pannello, dove è stata riscontrata, durante le prove preliminari, una disomogeneità della distribuzione del film d'acqua e quindi un cattivo raffreddamento [5].

Tre termocoppie sempre di tipo T, misurano la temperatura dell'aria. La prima,

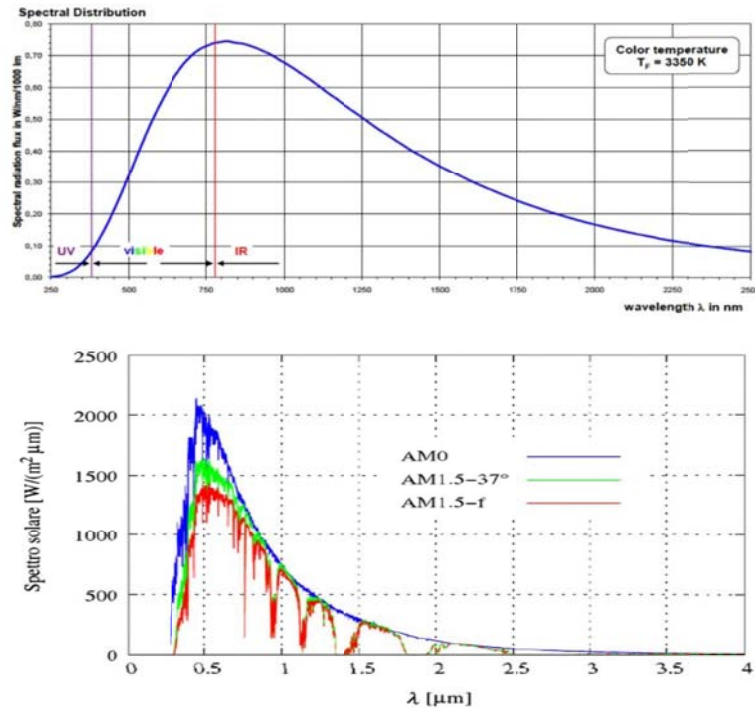


Figura 2.4: Confronto spettro della lampada (sopra) e spettro solare (sotto) [5].

è posizionata fra il modulo e il tavolo e misura la temperatura sotto il modulo; la seconda è posizionata fra la lampada e il pannello, ed è utilizzata per misurare l'aumento di temperatura della superficie del modulo generata dalla lampada; infine, la terza è posizionata lontana dall'intero apparato, in modo da misurare la temperatura indisturbata della stanza [5]. In figura 2.5 è mostrata la posizione delle 50 termocoppie utilizzate per le misure di temperatura².

Per acquisire i dati è stato utilizzato un sistema NI Modular DAQ, gestito opportunamente dal software LabVIEW attraverso un codice creato "ad-hoc". I dati sono stati campionati con la frequenza di 1 Hz e poi successivamente salvati in una matrice, ed adeguatamente elaborati da un codice MATLAB.

²I due puntini rossi corrispondono ai punti dove sono state centrate le due lampade nelle prove effettuate

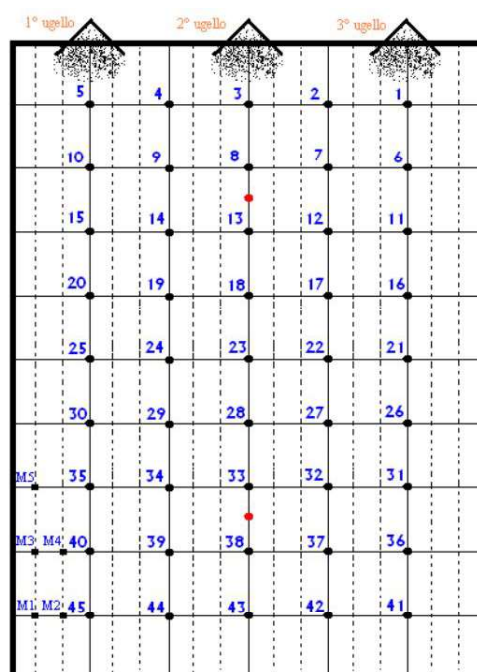


Figura 2.5: Posizionamento termocoppie.

Capitolo 3

Verifica del modello stazionario

La temperatura di esercizio dei moduli fotovoltaici è il parametro fondamentale da rilevare in via sperimentale; esso dipende da molteplici fattori quali radiazione solare, temperatura ambiente, direzione e intensità del vento, caratteristiche del pannello e condizioni di installazione. Nel seguito sarà descritto il modello di scambio termico stazionario realizzato da Schiro [27], il quale permette di determinare la temperatura a cui si porta il modulo con e senza raffreddamento. Naturalmente si deve tenere conto che il raggiungimento delle condizioni stazionarie è difficile da ottenere e mantenere per lunghi periodi nelle situazioni reali poichè i parametri ambientali che influiscono sullo scambio termico sono in evoluzione continua. Lo studio del modello stazionario è tuttavia di fondamentale importanza per la valutazione delle potenzialità del raffreddamento dei pannelli.

3.1 Modello di scambio termico stazionario

In regime stazionario la variazione temporale delle grandezze fisiche è nulla.

La temperatura di ciascun punto è quindi costante nel tempo, e ciò è possibile se il bilancio termico del volume di controllo è nullo, ovvero la quantità di calore assorbito q_{in} in ciascun istante dal corpo oggetto di studio è pari a quella ceduta q_{out} . Nel seguito ci si concentrerà sul bilancio termico, che è parte integrante di quello energetico.

$$q_{in} = q_{out} \quad (3.1)$$

Nel caso di pannello non raffreddato, il calore assorbito è quello legato alla radiazione solare (q_{sol}), mentre quello in uscita dal sistema è dissipato per convezione con l'aria esterna (q_{conv}) e irraggiamento con le superfici (q_{rad}).

$$q_{sol} = q_{conv} + q_{rad} \quad (3.2)$$

Mentre nel caso di pannello raffreddato tramite film d'acqua si somma al calore in uscita un termine che tiene conto dello scambio di calore con il fluido (q_w). E quindi il bilancio diventa:

$$q_{sol} = q_{conv} + q_{rad} + q_w \quad (3.3)$$

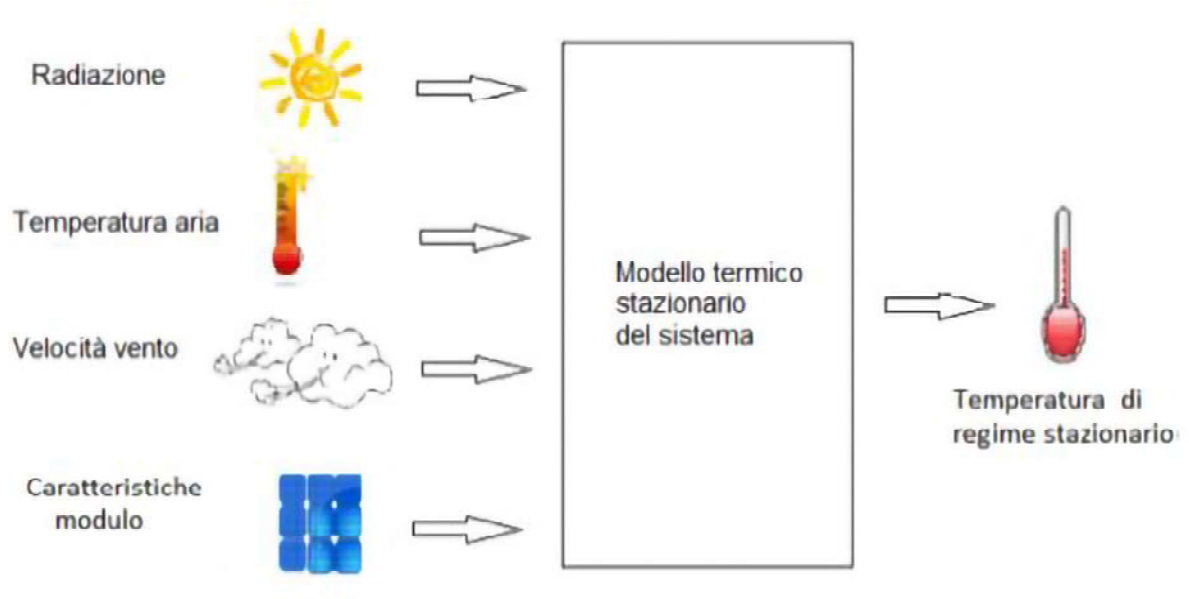


Figura 3.1: Rappresentazione schematica dei parametri in ingresso e uscita per il modello di scambio termico del pannello senza raffreddamento [27].

3.1.1 Relazioni per il calcolo della temperatura di esercizio dei pannelli

Il modello come detto, ha l'obiettivo di determinare la temperatura del pannello nel caso raffreddato e non raffreddato. Sono presenti in letteratura diverse relazioni per valutare la temperatura di esercizio del pannello e alcune di queste sono state introdotte per effettuare dei confronti tra i risultati del modello e quelli delle relazioni reperibili in letteratura. Particolare attenzione è stata posta nella scelta di tali equazioni, poiché sono state sviluppate per una specifica tipologia di montaggio e tipologia di pannello. Nello studio [27] sono state scelte relazioni¹ che si adattano maggiormente ai casi in esame. Esse esplicitano la temperatura di cella T_c , in funzione di radiazione solare G , temperatura ambiente T_{amb} e velocità del vento V_w [32]:

$$T_c = 3,81 + 0,0282 \cdot G + 1,31 \cdot T_{amb} - 1,65 \cdot V_w \quad (T1)$$

$$T_c = T_{amb} + 0,028 \cdot G - 1 \quad (T2)$$

L'equazione T2 è valida per $1,0 < V_w < 1,5 \left[\frac{m}{s}\right]$ e $0 < T_{amb} < 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

$$T_c = T_{amb} + \alpha \cdot G \cdot (1 + \beta \cdot T_{amb}) \cdot (1 - \gamma \cdot V_w) \quad (T3)$$

$$T_c = 0,028 \cdot G + 0,943 \cdot T_{amb} - 1,528 \cdot V_w + 4,3 \quad (T4)$$

$$T_c = T_{amb} + \frac{G}{G_{NOCT}} \cdot (0,0712 \cdot V_w^2 - 2,411 \cdot V_w + 23,6) \quad (T_{modelloCalcolo})$$

¹Le quattro relazioni sono relative rispettivamente alle ricerche [28], [29], [30], [31]. Solo per l'equazione T2 sono specificate le condizioni di validità nella ricerca.

Si considera per l'equazione del modello un G_{NOCT} pari a 800 W/m^2 . L'equazione $T_{\text{modelloCalcolo}}$, è sempre valida per velocità del vento V_w inferiori a 18 m/s [33].

Si riportano una serie di grafici nei quali si mettono in relazione le equazioni riportate con l'equazione del modello², al variare dei parametri ambientali di riferimento.

Dai grafici riportati si nota come l'andamento della curva relativa al modello di

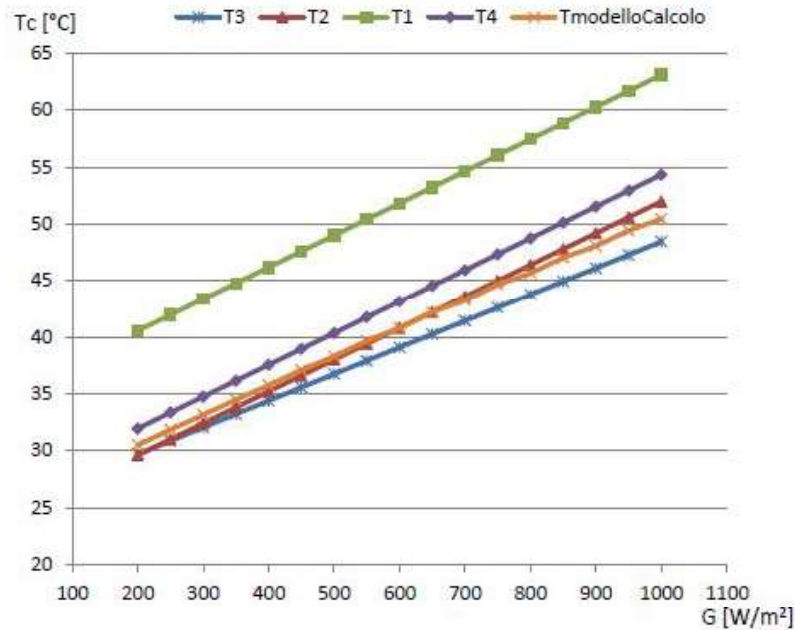


Figura 3.2: Andamento temperatura di cella al variare dell'irraggiamento, con tutti gli altri parametri fissati [27].

calcolo sia coerente con le curve rilevate dalle equazioni di letteratura, ad eccezione della relazione T1 la quale si discosta non solo dal modello, ma anche dalle altre relazioni. Escludendo quest'ultima relazione dal calcolo, l'errore medio sulla base dei risultati del modello stazionario è del 6%, valore accettabile date le condizioni di variabilità dei parametri in gioco.

3.1.2 Scambio termico con spray d'acqua

In generale, le caratteristiche desiderate per un sistema di raffreddamento sono: costo contenuto, basso consumo di energia in esercizio, adattabilità ad un ampio range di flussi termici, bassa richiesta di manutenzione, semplicità di installazione. Il raffreddamento tramite spray è una tecnologia di interesse crescente per le sue applicazioni in contesti industriali.

Il metodo di raffreddamento che implica lo spray di acqua può essere così descritto: il liquido viene forzato a fluire in un orifizio di piccole dimensioni, e si forma in aria una dispersione di goccioline che impattano contro la superficie riscaldata. Le gocce si spargono sulla superficie e evaporano o formano un piccolo spessore di liquido, asportando grandi quantità di energia correlabili al calore latente di evaporazione oltre che all'effetto convettivo del fluido. A seconda del caso, può esservi del fluido

²L'equazione del modello è relativa alla ricerca [33].

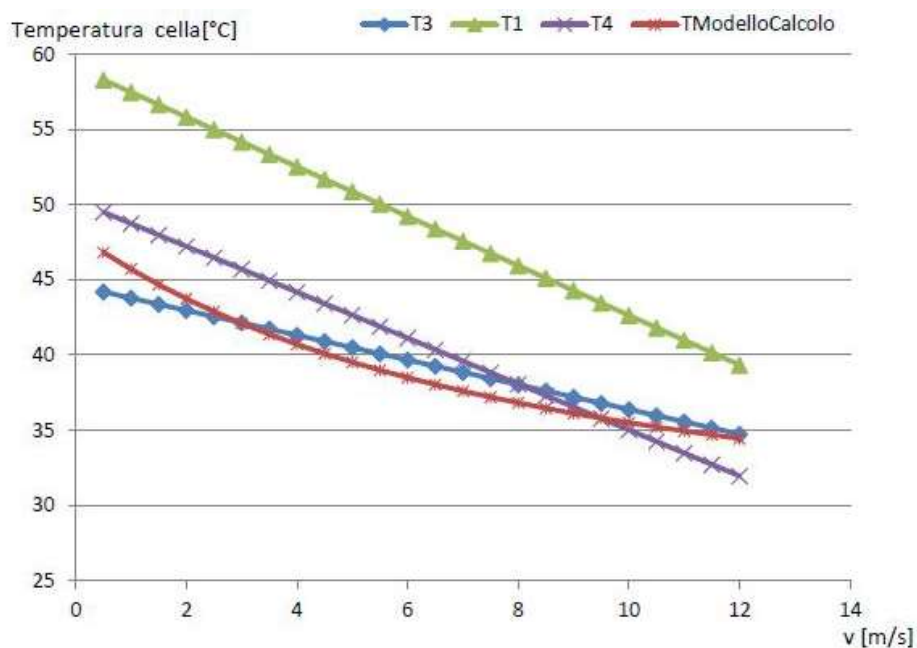


Figura 3.3: Andamento temperatura di cella al variare della velocità del vento, con tutti gli altri parametri fissati [27].

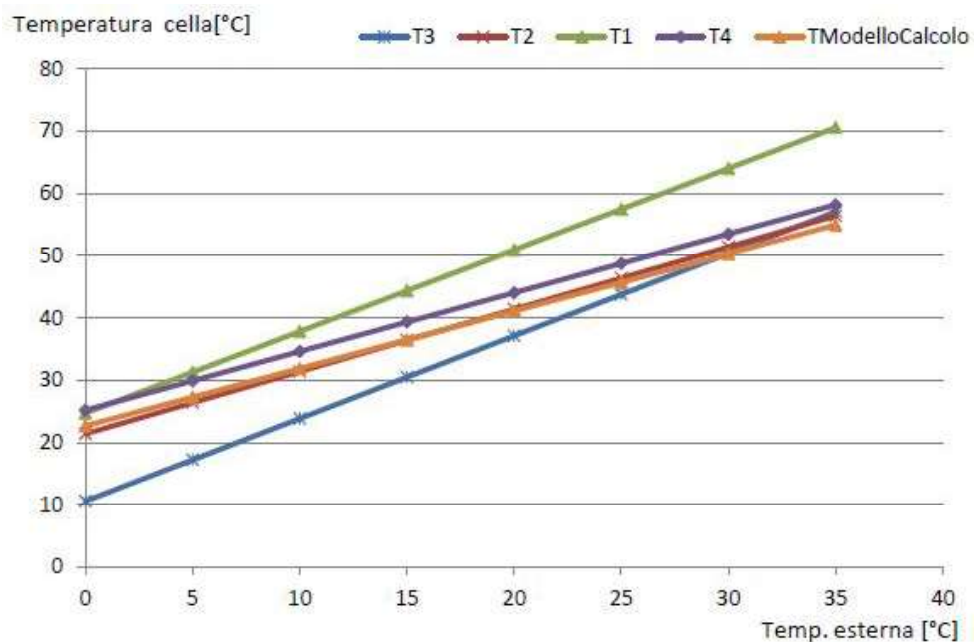


Figura 3.4: Andamento temperatura di cella al variare della temperatura ambiente, con tutti gli altri parametri fissati [27].

residuo che deve venire asportato dalla superficie oppure può esservi la completa evaporazione dello stesso.

Gli spray sono generalmente costituiti da particelle liquide di un ampio range di dimensioni, e nella pratica si è spesso molto distanti da una ideale situazione di monodispersione. Un parametro tradizionalmente utilizzato per caratterizzare gli spray è il sauter mean diameter [34], indicato sovente come d_{32} o SMD, ovvero il diametro di una goccia con lo stesso rapporto volume/superficie dell'intero spray:

$$d_{32} = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2} \quad (3.4)$$

Una stima del SMD può essere ottenuta dalla correlazione suggerita da Estes and Mudawar (1995) [35]:

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3,07 \left(\frac{\rho_v^{0,5} \Delta P d_0^{1,5}}{\sigma^{0,5} \mu_l} \right)^{-0,259} \quad (3.5)$$

dove d_0 rappresenta il diametro dell'ugello, ρ_v la densità del vapore, ΔP la differenza di pressione ai capi dell'ugello, σ la tensione di vapore del fluido e μ_l la viscosità dinamica del liquido.

Allo stato attuale si può affermare che non sia ancora ben compresa la relazione tra i parametri spray e il flusso di calore asportato. E' noto come il flusso termico aumenti con la portata di massa specifica per due principali ragioni: innanzitutto, una maggiore portata di fluido comporta velocità del film più elevate, ed inoltre la maggiore quantità di goccioline che impattano contro il film possono agitare il film migliorando i meccanismi di scambio termico. Una limitata attività di ricerca è stata svolta per quanto riguarda le correlazioni a singola fase, e le capacità di predizione dei fenomeni sono quindi altrettanto limitate. Si riporta la correlazione di Rybicki e Mudawar [36], ricavata per PF-5052. Questa correlazione deve essere ancora verificata per altri fluidi e da altri ricercatori.

$$Nu = 4,70 Re^{0,61} Pr_f^{0,32} \quad (3.6)$$

dove:

$$Re = \frac{\rho_f \dot{V}'' d_{32}}{\mu_f} \quad (3.7)$$

$$Pr = \frac{C_{p,l} \cdot \mu_l}{k_f} \quad (3.8)$$

$$\dot{q}'' = Nu \cdot (T_c - T_{acqua}) \frac{d_{32}}{k_f} \quad (3.9)$$

Nell'equazione 3.9, \dot{q}'' rappresenta il flusso termico per unità di area.

3.1.3 Scambio termico con film d'acqua

In questa sezione verrà indagato lo scambio termico tra una lastra piana e un film d'acqua che vi scorre superiormente, allo scopo di applicare i risultati al caso del pannello fotovoltaico. Si farà riferimento al modello di convezione forzata esterna

su lastra piana con deflusso parallelo.

L'analisi dei fenomeni legati alla convezione esterna, ovvero i moti in cui il fluido non è completamente confinato, risulta molto complessa e fornisce risultati attendibili solo per casi molto semplici.

Per ottenere i parametri di interesse si ricorre all'uso di parametri adimensionali i quali mettono in relazione simulazioni numeriche o sperimentali sul fenomeno. Una volta ricavato il coefficiente convettivo h dal numero di Nusselt, si può calcolare il flusso termico con la formula di Newton:

$$\dot{q}'' = h \cdot (T_{surface} - T_{\infty}) \quad (3.10)$$

dove T_{∞} è la cosiddetta temperatura indisturbata a monte che corrisponde alla temperatura che avrebbe il fluido senza la presenza del corpo. Consideriamo il moto di un fluido incomprimibile a proprietà termofisiche costanti che si muove parallelamente ad una lastra piana. Lo strato δ vicino alla superficie, sede di

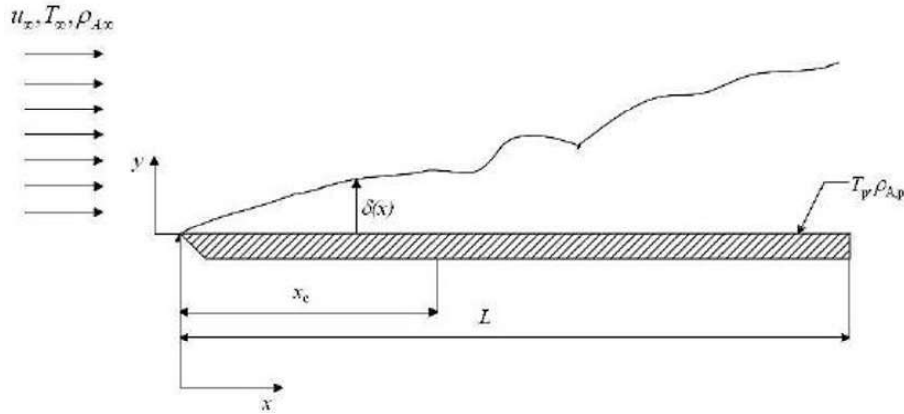


Figura 3.5: Deflusso parallelo su lastra piana [27].

forti gradienti di velocità e sforzi tangenziali, è detto strato limite. Tale strato si mantiene in condizioni laminari fino a una distanza critica dal bordo di ingresso, x_c ; da questo punto in poi il moto comincerà a diventare turbolento. Questo avviene per un numero di Reynolds critico superiore a:

$$Re_x > 5 \cdot 10^5 \quad (3.11)$$

Nella zona turbolenta vicino alla parete il moto rimane comunque laminare; questa zona viene definita sotto strato laminare (SSL).

Nella zona laminare il numero di Nusselt locale vale:

$$Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0,332 Re_x^{0,5} Pr^{0,33} Pr \geq 0,6 \quad (3.12)$$

per i valori medi si ricava:

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} L}{k} = 0,664 Re_L^{0,5} Pr^{0,33} Pr \geq 0,6 \quad (3.13)$$

Nella regione turbolenta invece, il numero di Nusselt vale:

$$Nu_x = 0,0296 Re_x^{0,8} Pr^{0,33} Pr \geq 0,6 \quad (3.14)$$

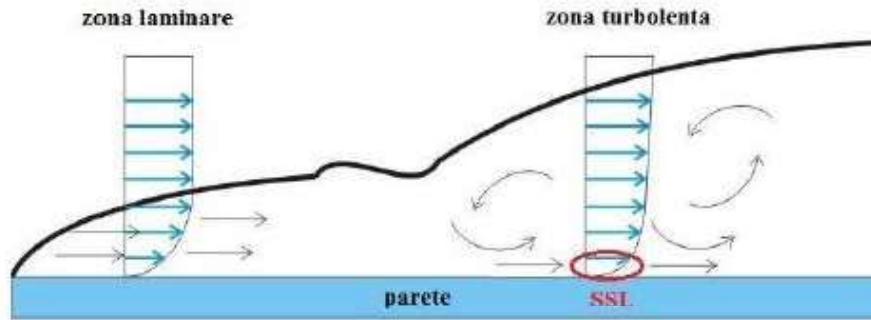


Figura 3.6: Dettaglio della configurazione fluidodinamica [27].

Per valutare lo scambio termico bisogna tener conto che fino a x_c il flusso è laminare, e integrare lungo la lunghezza le grandezze.

Risulta:

$$\bar{N}u = (0,037Re_L^{0,8} - 871)Pr^{0,33} \quad (3.15)$$

Valida nelle seguenti condizioni:

$$\begin{aligned} 0,6 &\leq Pr \leq 60 \\ 5 \cdot 10^5 &\leq Re_L \leq 10^8 \\ Re_{x_c} &= 5 \cdot 10^5 \end{aligned}$$

In letteratura esistono poi molte altre correlazioni al variare del numero di Reynolds e di quello di Prandtl. Anche in questo caso attenzione va prestata al ruolo della lunghezza caratteristica.

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (3.16)$$

La difficoltà maggiore, per i moti di questo tipo, è la valutazione della velocità u ; non è, infatti, di facile previsione l'area della sezione di deflusso. Riferendoci al caso studiato, si pensi al film d'acqua che scorre sulla superficie del pannello: sono note le dimensioni in direzione perpendicolare al moto e la portata di fluido. Restano incognite le variabili velocità e spessore del film influenzate da molteplici parametri e dall'iterazione tra forze d'attrito, di gravità e inerzia la cui valutazione risulta complessa.

In prima approssimazione lo studio.. ha assunto che il film resti costante lungo tutta la lunghezza caratteristica del pannello e ne ha ricavato lo spessore ricorrendo al concetto di altezza critica, valida per i moti esterni. Riferendosi alla sezione rettangolare:

$$y_c = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{g \cdot B^2}} \quad (3.17)$$

dove Q è la portata volumetrica e B indica usualmente la larghezza della sezione di deflusso. Il moto è laminare su tutta la lunghezza del pannello.

3.1.4 Influenza dell'isolante. Prova sperimentale e verifica tramite modello stazionario

Nelle prime due prove preliminari si è cercato di capire l'influenza dell'isolante nella fase di riscaldamento del pannello e nel raffreddamento della stessa. Il pannello è stato fissato orizzontalmente sul tavolo ed è stato sottoposto ad un doppio ciclo di riscaldamento e raffreddamento, con e senza l'isolante fissato sul retro. Attraverso la lampada alogena posta ad una distanza di 110 cm dalla superficie del modulo, il pannello raggiunge una temperatura media della superficie costante per almeno 10 minuti. Successivamente la lampada veniva spenta per raffreddare il pannello e ancora una volta raggiungere una temperatura costante. Questo processo è stato ripetuto due volte, con e senza la presenza dell'isolante.

La temperatura massima nel caso di assenza di isolante, viene raggiunta nel punto 28 in corrispondenza della termocoppia T28, e i valori sono compresi tra 41 e 48 °C, mentre la temperatura minima è stata registrata in corrispondenza del punto M1 (TM1). La temperatura media del pannello è stata di 31-34 °C dopo la fase di riscaldamento, dai 13 ai 18 °C al di sopra della temperatura dell'aria misurata tra pannello e lampada.

La temperatura massima invece, nel caso di inserimento dell'isolante sul retro del pannello, è stata raggiunta sempre nel punto 28 in corrispondenza della termocoppia T28, e i valori sono compresi tra 42 e 49 °C, mentre la temperatura minima è stata registrata in corrispondenza del punto M1 (TM1). La temperatura media del pannello è stata di 31-34 °C dopo la fase di riscaldamento, dai 12 ai 18 °C al di sopra della temperatura dell'aria misurata tra pannello e lampada.

Come si nota dalla figura 3.7, gli andamenti delle temperature medie del pannello sono pressoché identici in ambedue le prove. Confrontando le due tabelle 3.1 e 3.2 con la figura 3.7, si nota come il tempo dato per il riscaldamento e il raffreddamento, non siano stati sufficienti per raggiungere una stabilizzazione della temperatura.

Il tempo di riscaldamento medio, tenendo conto dei due cicli di riscaldamento compiuti è stato di 138,4 minuti, mentre il tempo medio di stabilizzazione della temperatura dopo lo spegnimento della lampada è stato di 119 minuti.

Dall'analisi dei dati emerge che, diversamente da quello che ci si aspettava, si nota come la presenza dell'isolante non incida per niente sull'andamento della temperatura media del pannello, sia per quanto riguarda la fase di riscaldamento e sia per quanto riguarda la fase di raffreddamento. Da notare inoltre che il modulo è stato fissato direttamente ad un tavolo per effettuare le varie prove. La presenza del tavolo può essere risultata sufficiente a compiere la funzione isolante senza aver bisogno di utilizzare materiale aggiuntivo sul retro del modulo.

Per la verifica attraverso il modello stazionario, le condizioni di contorno sono illustrate in tabella 3.3.

Il confronto tra il modello stazionario e l'analisi sperimentale è mostrata nella tabella 3.4. Il valore calcolato di T_c dal modello termico stazionario, è quello che permette di avere un bilancio termico quasi nullo pari a 0,0047 W. La differenza di temperatura tra il modello e l'analisi sperimentale è di 2,32°C, corrispondente ad un errore percentuale di 7,30%, valore che conferma la buona approssimazione del modello.

La temperatura ambiente considerata, è stata quella rilevata dalla termocoppia

Tabella 3.1: Svolgimento prova senza isolante.

	Ora	Iterazione mostrata dal Lab-View	Temperatura istantanea	Data
	h:m	-	°C	g/m/a
Inizio prova	16:00	0	-	17/02/2020
Accensione luce 1	09:37	60700	16,5	18/02/2020
Spegnimento luce 1	12:27	70441	33,8	18/02/2020
Accensione luce 2	14:14	76590	18,6	18/02/2020
Spegnimento luce 2	16:13	81905	34,3	18/02/2020
Fine prova	10:38	146942	17,1	19/02/2020

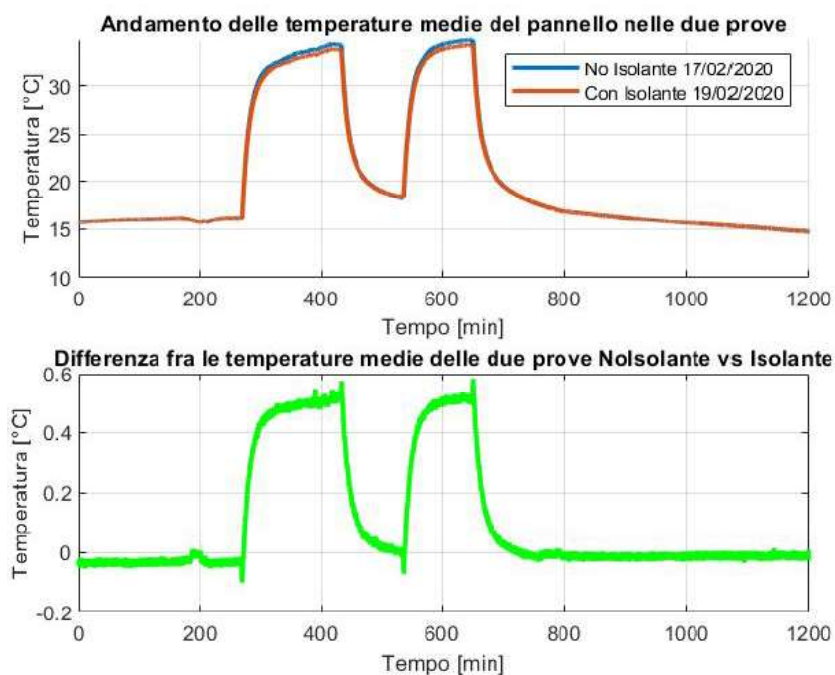


Figura 3.7: Confronto delle temperature medie del pannello durante le due prove.

Tabella 3.2: Svolgimento prova con isolante.

	Ora	Iterazione mostrata dal Lab-View	Temperatura istantanea	Data
	h:m	-	°C	g/m/a
Inizio prova	17:45	0	-	19/02/2020
Accensione luce 1	10:30	57744	17,4	20/02/2020
Spegnimento luce 1	12:59	66237	38,8	20/02/2020
Accensione luce 2	15:30	74905	19,5	20/02/2020
Spegnimento luce 2	17:32	81905	38,5	20/02/2020
Fine prova	11:03	142303	16,7	21/02/2020

Tabella 3.3: Condizioni al contorno per le due prove.

T_{amb} [°C]	I [W/m^2]	V_w [m/s]	$T_{c_{iniziale}}$ [°C]
19,54	413	0	15,8

Tabella 3.4: Confronto tra le temperature di cella ottenute dal modello termico stazionario e dall'analisi sperimentale.

Modello termico stazionario	Analisi Sperimentale
T_c [°C] 31,72	$T_{c_{medio}}$ [°C] 34,04

di tipo T posta tra pannello e lampada, essendo l'unica che tiene conto dell'effetto riscaldante della lampada stessa.

In questo caso i fattori di vista "front-sky" e "rear ground" utilizzati per il calcolo di q_{rad} , hanno valore unitario.

3.1.5 Verifica del modello numerico mediante dati sperimentali

Le varie prove descritte in questo capitolo fanno riferimento ad una serie di cicli ON-OFF, durante i quali si alterna una fase di raffreddamento, spruzzando acqua sul modulo per un periodo di 30s ad una pressione costante (che però cambia da prova a prova) e una fase in cui gli ugelli sono spenti per un periodo di tempo che varia di prova in prova (30s, 60s, 120s, 180s e 300s). Gli ugelli sono disposti in modo da toccare il bordo superiore del pannello con un angolo di inclinazione rispetto al piano orizzontale pari a 33° (quindi 63° rispetto al piano parallelo al pannello). Si vuole verificare la bontà del modello termico stazionario, con i risultati trovati sperimentalmente.



Figura 3.8: Ugello usato per spruzzare l'acqua (sinistra). Angolo di spruzzamento pari a 90° (destra).

Prova 30s ON - 60s OFF Nella tabella 3.5 sono elencati le ipotesi ed i dati utilizzati per la verifica del modello termico stazionario.

Sono state analizzate le varie prove a pressione variabile 0,5, 1,0, 1,5, 2,0 bar prendendo come valori, i dati a 170 minuti dall'inizio della prova. In corrispondenza di questo istante i valori di temperatura assumono valori quasi costanti rendendo possibile l'applicazione del modello. L'irraggiamento³ è stato posto pari a 600 W/m^2 , mentre l'area utile del pannello è risultata pari a $1,50068 \text{ m}^2$.

Per verificare la validità del modello, il bilancio termico del volume di controllo deve risultare nullo, in modo tale che la quantità di calore assorbito q_{in} in ciascun istante dall'oggetto di studio sia pari a quella ceduta q_{out} .

Analizzando la prova ad 1,5 bar, si nota come il valore di temperatura trovato attraverso il modello si discosta di $1,71\text{-}2,37 \text{ }^\circ\text{C}$ rispetto al valore di temperatura

³Valore medio di irraggiamento nella zona di intersezione delle due lampade.

Tabella 3.5: Dati utilizzati negli excel per la verifica del modello stazionario

Pressione [bar]	0,5	1,0	1,5	2,0
Temperatura ambiente [°C]	24,77	26,79	24,50	25,39
Temperatura acqua [°C]	17,5	17,69	19,21	17,66
Temperatura modello stazionario [°C]	23,28	23,50	22,5	21,2
Temperatura misurata sperimentalmente [°C]	30,24	29,54	24,54	23,34
Scostamento $T_{modello}-T_{sperimentale}$ [%]	29,89	25,70	9,07	9,62
Portata specifica acqua $[\frac{l}{s \cdot m^2}]$	0,0051125	0,0066462	0,007965	0,0092024
Bilancio termico totale [W]	0,00866	0,1189	0,3296	0,09036

1,5 bar

		Ugello 1		Ugello 2		Ugello 3		
		5,964	2,264					
		5,206	4,547	2,764				
		4,625	5,07	1,763				
		3,999	5,946	0,935				
		2,802	8,325	0,69				
		1,846	12,701	2,731				
4,667		1,445	15,899	3,79				
3,825	1,651	0,382	12,311	4,488				
2,311	2,013	1,195	7,137	3,331				

2,0 bar

		Ugello 1		Ugello 2		Ugello 3		
		4,275	3,943					
		3,783	5,501	1,295				
		3,371	6,288	0,848				
		2,969	7,225	0,198				
		2,018	8,862	0,995				
		1,329	11,251	2,81				
3,248		0,998	13,028	3,53				
2,231	1,917	0,106	10,787	2,886				
1,655	2,198	1,325	6,616	2,208				

Figura 3.9: Rappresentazione schematica del pannello nelle varie prove. In ogni cella è presente il valore di scostamento di una data termocoppia dal valore trovato tramite il modello.

di cella trovato sperimentalmente, equivalente ad un aumento percentuale di 7,5-10,67%⁴.

Attraverso l'analisi della temperatura delle termocoppie risulta evidente che la colonna posizionata sotto il secondo ugello (figura 2.5) presenta lo scostamento minimo rispetto alla temperatura trovata dal modello. La colonna di termocoppie posta tra i primi due ugelli presenta invece lo scostamento medio più elevato, pari a 8,24°C.

Nella prova successiva a 2,0 bar, si nota come il valore di temperatura trovato con il modello si discosta di 1,81-2,47 °C rispetto al valore di temperatura di cella trovato sperimentalmente, pari ad un incremento percentuale di 8,42-11,82%⁵. Analizzando le temperature delle termocoppie, si nota come anche in questo caso la colonna di termocoppie sotto il secondo ugello (figura 2.5) presenta lo scostamento minimo rispetto alla temperatura del modello. La colonna di termocoppie posta fra i primi due ugelli presenta lo scostamento medio più elevato pari a 8,17 °C, come nel caso precedente.

Le termocoppie T18, T13 e T23 mostrano invece valori paragonabili alla temperatura del modello. Come mostra l'immagine 2.5, queste tre termocoppie si trovano tutte sotto il secondo ugello.

Osservando le due prove risulta evidente che lo scostamento medio è generalmente basso: ciò significa che questi due livelli di pressione creano un film d'acqua sufficientemente uniforme. Inoltre, le termocoppie ad avere gli scostamenti più bassi sono in entrambi i casi la T18, T13 e T23. Questo risultato potrebbe essere motivato dal fatto che, oltre all'acqua proveniente dal secondo ugello, in corrispondenza di tali termocoppie, si sommano gli effetti del primo e del terzo ugello a creare un film più uniforme. In aggiunta, a queste pressioni si ha un getto diretto dell'acqua che va ad impattare approssimativamente al centro del pannello e per tale motivo, le termocoppie T5 e T4 presentano scostamenti alti, non essendo correttamente raffreddate. Il fatto che l'acqua impatti direttamente dopo le prime termocoppie e il fatto che, sia a 1,5 e 2,0 bar si ha un film d'acqua ad alta velocità, giustificano il valore minimo di scostamento delle termocoppie poste sotto il secondo ugello.

Prova 30s ON - 30s OFF Nella tabella 3.6 sono elencati le ipotesi ed i dati utilizzati per la verifica del modello termico stazionario.

Sono state analizzate le varie prove a pressione variabile pari a 0,5 bar, 1,0 bar, 1,5 bar e 2,0 bar, prendendo come valori i dati a 170 minuti dall'inizio della prova. In corrispondenza di questo istante, le temperature assumono valori quasi costanti, rendendo possibile l'applicazione del modello. Per quanto riguarda l'irraggiamento è stato inserito un valore⁶ di 600 W/m², mentre per l'area utile del pannello si è utilizzato il valore di 1,50068 m².

Dalla figura 3.10, si nota come il trend trovato nella prova 30s on- 30s off valga anche in questo caso.

Dallo scostamento percentuale mostrato in tabella 3.6 le due prove a pressione più

⁴Si ricorda che le termocoppie presentano un'incertezza di misura pari a $\pm 0,3$ °C

⁵Si ricorda che le termocoppie presentano una incertezza di misura pari a $\pm 0,3$ °C.

⁶Valore medio di irraggiamento nella zona di intersezione delle due lampade.

Tabella 3.6: Dati utilizzati negli excel per la verifica del modello stazionario

Pressione [bar]	0,5	1,0	1,5	2,0
Temperatura ambiente [°C]	23,93	25,39	27,50	24,68
Temperatura acqua [°C]	18,34	17,7	19,14	17,29
Temperatura modello stazionario [°C]	21,7	21,2	22,60	20,60
Temperatura misurata sperimentalmente [°C]	25,80	24,14	24,54	22,43
Scostamento $T_{modello}-T_{sperimentale}$ [%]	18.89	13.87	8,58	8,88
Portata specifica acqua $[\frac{l}{s \cdot m^2}]$	0,008329	0,010828	0,01298	0,0149
Bilancio termico totale [W]	0,2908	0,8418	0,12104	0,0994

elevata risultano essere più attendibili (rispettivamente 8,58% e 8,88% in più rispetto alla temperatura ricavata dal modello); pertanto risulta accettabile applicare il modello stazionario. Infatti, nelle prove a più bassa pressione, non si riesce a raffreddare interamente il pannello, pur avendo una maggiore portata d'acqua a disposizione rispetto al caso corrispondente a 30s on - 60s off. Nella prova a 0,5 bar le termocoppie TM4 e TM2 mostrano scostamenti molto bassi. Ad una pressione così bassa non è possibile creare un film uniforme, e ciò risulta in un pannello non completamente bagnato: si vengono a formare, specialmente nella parte bassa del pannello, delle scie d'acqua che possono aver raffreddato in maniera più efficace le termocoppie TM4 e TM2.

Considerando le due prove a pressione elevata (1,5 bar e 2,0 bar), il comportamento del pannello è molto simile, pur avendo utilizzato il 14,79% di acqua in meno nella prova a pressione minore. Si nota inoltre come le termocoppie con lo scostamento più basso siano nuovamente quelle sotto il secondo ugello, poste direttamente sotto la lampada. Queste ultime sono quelle che meglio si adattano all'applicazione del modello: infatti, sono le uniche termocoppie ad essere esattamente ad 1 m dalle lampade, mentre tutte le altre si trovano ad una distanza man mano crescente. A 1,5 bar e 2,0 bar di pressione, inoltre, i flussi d'acqua provenienti dagli ugelli raggiungono il modulo approssimativamente al centro del pannello (linea immaginaria che collega il punto 21 e 25 2.5), e per tale motivo le termocoppie appena sotto il centro vengono raffreddate più efficientemente. Oltre al fatto che a pressioni maggiori corrisponde una maggiore dispersione laterale di acqua, al flusso proveniente dal secondo ugello si aggiungono anche i flussi del primo e del terzo ugello: ciò consente di creare un

film più uniforme che si distribuisce a più alta velocità, ottenendo così scostamenti di temperatura molto bassi delle termocoppie T28, T33, T38 e T43 rispetto al valore del modello.

0,5 bar

		Ugello 1		Ugello 2		Ugello 3		
		7,708	7,62					
		7,173	8,81	4,835				
		6,317	10,786	3,722				
		5,636	11,915	2,759				
		4,337	16,593	1,358				
		2,536	25,93	0,287				
5,772		0,34	26,697	2,076				
4,279	0,538	6,841	19,471	4,349				
2,901	0,038	4,071	11,965	3,101				

1,0 bar

		Ugello 1		Ugello 2		Ugello 3		
		4,79	4,734					
		4,317	7,423	2,743				
		3,844	8,805	1,853				
		3,373	9,922	0,864				
		2,438	11,582	0,576				
		1,694	13,795	2,504				
4,867		1,3	15,417	3,441				
3,148	1,855	0,274	13,674	3,271				
1,161	2,126	1,286	8,012	2,856				

1,5 bar

		Ugello 1		Ugello 2		Ugello 3		
		6,654	3,214					
		6,162	5,152	4,022				
		5,808	6,97	3,445				
		5,399	8,862	2,801				
		4,524	11,314	1,666				
		3,926	16,197	0,104				
5,073		3,504	23,224	0,608				
4,215	3,326	1,797	18,302	0,971				
3,855	3,46	2,889	11,514	0,254				

2,0 bar

		Ugello 1		Ugello 2		Ugello 3		
		6,013	2,096					
		5,63	3,46	3,726				
		5,395	5,089	3,284				
		5,094	7,059	2,758				
		4,363	10,931	1,809				
		3,764	18,338	0,4				
5,583		3,355	23,22	0,23				
5,362	2,851	1,812	16,935	0,764				
4,325	2,423	3,117	9,254	0,029				

Figura 3.10: Rappresentazione schematica del pannello nelle varie prove. In ogni cella è presente il valore di scostamento di una data termocoppia dal valore trovato tramite il modello.

Conclusioni

In questo elaborato si è potuto verificare dal punto di vista teorico la validità di un modello stazionario applicato a prove sperimentali precedentemente svolte. In una prima fase sono stati analizzati vari sistemi di raffreddamento attivi e passivi ed è stato riscontrato che seppur avvantaggiati da un punto di vista energetico, i materiali a cambiamento di fase risultano avere un negativo impatto ambientale. I sistemi attivi ad acqua sono preferibili, in quanto il fluido termovettore non ha alcun impatto ambientale. Non è comunque possibile prescindere da un uso eticamente corretto e controllato della risorsa idrica, che deve essere considerato un punto fondamentale per ogni tipo di analisi o progettazione.

Per quanto concerne l'influenza dell'isolante posto sul retro del pannello, i risultati non mostrano un'incidenza marcata da giustificare l'utilizzo. Nel caso di pannello direttamente appoggiato al tavolo, quest'ultimo può essere risultato sufficiente a compiere la funzione isolante senza aver bisogno di installare materiale aggiuntivo sul retro del modulo. Le due prove preliminari sono state svolte in un laboratorio chiuso e quindi l'effetto del vento può essere considerato trascurabile. Tuttavia può risultare interessante eseguire prove con il pannello inclinato a vari angoli rispetto al tavolo in modo verificarne l'influenza sugli andamenti di temperatura del pannello sottoposto a riscaldamento e raffreddamento. Per un'applicazione reale di un sistema di raffreddamento attivo, l'isolante può sicuramente influenzare il comportamento del pannello. Eseguendo le prove all'esterno infatti, l'effetto del vento non sarebbe più trascurabile: l'influenza del vento sulla temperatura di cella è mostrata in figura 3.3.

Risulterebbe opportuno effettuare nuovamente le prove avendo l'accortezza di far raggiungere al pannello le condizioni di stazionarietà post-riscaldamento e post-raffreddamento, aumentando i tempi d'attesa. Infatti, dai risultati ottenuti sembra che in presenza di una sola lampada al centro del pannello e di un valore di irraggiamento pari a 413 W/m^2 , il modulo necessita di più di 110 minuti⁷ per raggiungere condizioni stazionarie. L'applicazione del modello teorico presentato ha fornito valori attendibili solo nel caso di pressioni elevate (1,5 bar e 2,0 bar), mentre con pressioni minori è stato riscontrato un errore piuttosto alto rispetto ai risultati sperimentali pari a, 25,7-29,89% nel caso 30s on- 60s off e 13,87-18,89% nella prova 30s on - 30s off. La mal distribuzione dell'acqua gioca un ruolo fondamentale nell'applicazione del modello. Infatti a pressioni più elevate e ad un corrispondente aumento della portata, si hanno degli scostamenti delle temperature delle termocoppie minori rispetto alla temperatura rilevata dal modello. Inoltre, i

⁷Tempo di attesa medio per le fasi di riscaldamento e raffreddamento nelle prove sperimentali [5], [21].

risultati migliori sono stati riscontrati sempre nelle stesse zone del pannello, cioè in corrispondenza delle termocoppie poste sotto le lampade e sotto il secondo ugello. Il motivo va ricercato nell'azione congiunta dei flussi d'acqua provenienti dai tre ugelli, che va ad amplificarsi all'aumentare della pressione e alla posizione delle termocoppie. Infatti le termocoppie installate sotto il secondo ugello sono le uniche posizionate ad una distanza di circa 1 metro dalle lampade; di conseguenza sono le uniche ad essere sottoposte risentono al valore di irraggiamento inserito nel modello, mentre tutte le altre termocoppie, essendo più distanti, subiscono un irraggiamento minore.

Dai risultati trovati, è possibile constatare come la validità del modello sia legata alle termocoppie adeguatamente bagnate poste sotto le lampade. Migliore è il raffreddamento, in termini di maggiori pressioni e portate d'acqua, migliori sono i risultati forniti dal modello.

Per quanto concerne gli sviluppi futuri, sarebbe opportuno migliorare il modello stesso, ampliandone l'utilizzo in maniera da poterlo applicare anche nei casi in cui il pannello non è completamente bagnato.

Bibliografia

- [1] M. Hasanuzzaman, N. Rahim, M. Hosenuzzaman, R. Saidur, I. Mahbubul e M. Rashid, «Energy savings in the combustion based process heating in industrial sector», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n. 7, pp. 4527–4536, 2012.
- [2] H. Bahaidarah, A. Subhan, P. Gandhidasan e S. Rehman, «Performance evaluation of a PV (photovoltaic) module by back surface water cooling for hot climatic conditions», *Energy*, vol. 59, pp. 445–453, 2013.
- [3] M. Chandrasekar, S. Suresh, T. Senthilkumar et al., «Passive cooling of standalone flat PV module with cotton wick structures», *Energy Conversion and Management*, vol. 71, pp. 43–50, 2013.
- [4] M. Cazzola, «Analisi, realizzazione e verifica sperimentale di un sistema di raffreddamento a film d’acqua per pannelli fotovoltaici», 2013.
- [5] A. Benato e A. Stoppato, «An Experimental Investigation of a Novel Low-Cost Photovoltaic Panel Active Cooling System», *Energies*, vol. 12, n. 8, p. 1448, 2019.
- [6] A. Elnozahy, A. K. A. Rahman, A. H. H. Ali, M. Abdel-Salam e S. Ookawara, «Performance of a PV module integrated with standalone building in hot arid areas as enhanced by surface cooling and cleaning», *Energy and Buildings*, vol. 88, pp. 100–109, 2015.
- [7] M. Abdelrahman, A. Eliwa e O. Abdellatif, «Experimental investigation of different cooling methods for photovoltaic module», in *Joint Propulsion Conferences*, 2013, pp. 14–17.
- [8] M. Chandrasekar, S. Rajkumar e D. Valavan, «A review on the thermal regulation techniques for non integrated flat PV modules mounted on building top», *Energy and Buildings*, vol. 86, pp. 692–697, 2015.
- [9] A. Ibrahim, M. Y. Othman, M. H. Ruslan, S. Mat e K. Sopian, «Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors», *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 15, n. 1, pp. 352–365, 2011.
- [10] H. M. Ali, «Recent advancements in PV cooling and efficiency enhancement integrating phase change materials based systems—A comprehensive review», *Solar Energy*, vol. 197, pp. 163–198, 2020.

- [11] H. Mahamudul, M. Rahman, H. Metselaar, S. Mekhilef, S. Shezan, R. Sohel, A. Karim, S. Bin, W. N. I. Badiuzaman et al., «Temperature regulation of photovoltaic module using phase change material: a numerical analysis and experimental investigation», *International journal of Photoenergy*, vol. 2016, 2016.
- [12] U. Stritih et al., «Increasing the efficiency of PV panel with the use of PCM», *Renewable Energy*, vol. 97, pp. 671–679, 2016.
- [13] A. Waqas e J. Ji, «Thermal management of conventional PV panel using PCM with movable shutters—A numerical study», *Solar Energy*, vol. 158, pp. 797–807, 2017.
- [14] A. Hasan, H. Alnoman e Y. Rashid, «Impact of integrated photovoltaic-phase change material system on building energy efficiency in hot climate», *Energy and Buildings*, vol. 130, pp. 495–505, 2016.
- [15] Y. S. Indartono, A. Suwono e F. Y. Pratama, «Improving photovoltaics performance by using yellow petroleum jelly as phase change material», *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 11, n. 3, pp. 333–337, 2016.
- [16] S. Sharma, L. Micheli, W. Chang, A. Tahir, K. Reddy e T. Mallick, «Nano-enhanced Phase Change Material for thermal management of BICPV», *Applied Energy*, vol. 208, pp. 719–733, 2017.
- [17] Y. Zhou, X. Liu e G. Zhang, «Performance of buildings integrated with a photovoltaic–thermal collector and phase change materials», *Procedia Engineering*, vol. 205, pp. 1337–1343, 2017.
- [18] A. Gaur, C. Ménézo, S. Giroux et al., «Numerical studies on thermal and electrical performance of a fully wetted absorber PVT collector with PCM as a storage medium», *Renewable Energy*, vol. 109, pp. 168–187, 2017.
- [19] S. Nižetić, E. Giama e A. Papadopoulos, «Comprehensive analysis and general economic-environmental evaluation of cooling techniques for photovoltaic panels, Part II: Active cooling techniques», *Energy Conversion and Management*, vol. 155, pp. 301–323, 2018.
- [20] A. M. S. ElDin, A. K. Abel-Rahman, A. H. H. Ali e S. Ookawara, «Effect of dust deposition on performance of thin film photovoltaic module in harsh humid climate», in *2013 International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)*, IEEE, 2013, pp. 674–679.
- [21] R. Di Simone, «Sistema di raffreddamento ad acqua di un modulo fotovoltaico: analisi dei profili di temperatura e studio dell'idrofobia ed idrofilia superficiale», 2018.
- [22] S. Krauter, «Increased electrical yield via water flow over the front of photovoltaic panels», *Solar energy materials and solar cells*, vol. 82, n. 1-2, pp. 131–137, 2004.

- [23] M. Abdolzadeh e M. Ameri, «Improving the effectiveness of a photovoltaic water pumping system by spraying water over the front of photovoltaic cells», *Renewable energy*, vol. 34, n. 1, pp. 91–96, 2009.
- [24] K. A. Moharram, M. Abd-Elhady, H. Kandil e H. El-Sherif, «Enhancing the performance of photovoltaic panels by water cooling», *Ain Shams Engineering Journal*, vol. 4, n. 4, pp. 869–877, 2013.
- [25] L. Dorobanțu, M. Popescu, C. Popescu e A. Crăciunescu, «Experimental assessment of PV panels front water cooling strategy», in *International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'13) Bilbao (Spain), 20th to 22th March*, 2013, pp. 2172–038.
- [26] J. Montiel Claver, «Esperimenti di un sistema di raffreddamento a film d'acqua per pannelli fotovoltaici», B.S. thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 2013.
- [27] F. Schiro, «Sistemi di raffreddamento per moduli fotovoltaici: analisi delle possibili configurazioni, modellazione teorica e studio di un impianto esistente», tesi di dott., Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica, Università degli Studi . . . , 2012.
- [28] V. Risser e M. Fuentes, «Linear regression analysis of flat-plate photovoltaic system performance data», *pvse*, pp. 623–627, 1984.
- [29] T. Schott, «Operation temperatures of pv modules: a theoretical and experimental approach», in *EC Photovoltaic solar energy conference. 6*, 1985, pp. 392–396.
- [30] J.-M. SERVANT, «Calculation of the cell temperature for photovoltaic modules from climatic data», in *Intersol Eighty Five*, Elsevier, 1986, pp. 1640–1643.
- [31] R. Chenni, M. Makhlof, T. Kerbache e A. Bouzid, «A detailed modeling method for photovoltaic cells», *Energy*, vol. 32, n. 9, pp. 1724–1730, 2007.
- [32] E. Skoplaki e J. A. Palyvos, «Operating temperature of photovoltaic modules: A survey of pertinent correlations», *Renewable energy*, vol. 34, n. 1, pp. 23–29, 2009.
- [33] D. L. King, «Photovoltaic module and array performance characterization methods for all system operating conditions», in *AIP conference proceedings*, American Institute of Physics, vol. 394, 1997, pp. 347–368.
- [34] J. Kim, «Spray cooling heat transfer: The state of the art», *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 28, n. 4, pp. 753–767, 2007.
- [35] K. A. Estes e I. Mudawar, «Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surfaces», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38, n. 16, pp. 2985–2996, 1995.

- [36] J. R. Rybicki e I. Mudawar, «Single-phase and two-phase cooling characteristics of upward-facing and downward-facing sprays», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, n. 1-2, pp. 5–16, 2006.