

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di laurea in Ingegneria Energetica

Orientamento Produzione di Potenza



ANALISI TERMO-FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE DI UN MODULO SOLARE TERMICO ARIA-ACQUA SPERIMENTALE

Relatore: Prof.ssa Emanuela COLOMBO

Correlatori: Ing. Ferruccio MIGLIETTA

Ing. Riccardo MEREU

Studente: Michela Battaglia

Matricola: 787429

Anno accademico 2012/2013

Ringraziamenti

Ringrazio la professoressa Emanuela Colombo per avermi dato la possibilità di lavorare a questo progetto e il professor Ferruccio Miglietta che mi ha seguito durante il percorso di realizzazione della tesi.

Desidero inoltre ringraziare l'ing. Riccardo Mereu per il prezioso supporto durante tutta l'analisi numerica e l'ing. Matteo Celada per l'aiuto nella creazione della geometria e delle immagini.

Grazie anche a CISE2007, GREEM e al team di ARETHA, in particolare a Franco Mantega e Paolo Bonelli per la disponibilità mostrata, la fiducia, la collaborazione, i dati raccolti, le foto, le idee originali e soprattutto per la realizzazione di questo progetto.

Infine la mia gratitudine maggiore va ai miei genitori, che mi hanno dato tutti gli strumenti e il sostegno per percorrere questo cammino fino alla fine, i miei nonni e i miei zii, che sono i più grandi "supporters" della mia carriera universitaria.

Grazie anche gli amici che ho incontrato durante questi anni, i ragazzi dell'Oratorio, Ludovica, Veronica, e per ultimo, ma non per questo meno importante, Alessandro, perché ognuno, a suo modo, ha contribuito a fare di me ciò che sono oggi e a portarmi fino a questo punto.

Indice

1. Introduzione	7
2. Confronto con collettore tradizionale.....	14
2.1 Presentazione del pannello	14
2.2 Confronto con il pannello tradizionale.....	18
3. Stato dell'arte	20
3.1 Collettori solari ad aria.....	20
4.1 Misura dei dati sperimentali.....	28
4.2 Analisi dei dati raccolti e scelta dei valori numerici per la validazione	34
5. Modellazione numerica	38
5.1 Creazione della mesh	38
5.2 Scelta del modello di turbolenza	45
5.3 Modelli di radiazione	48
5.4 Altre assunzioni di base e condizioni al contorno.....	51
6. Analisi dei risultati e validazione del modello	55
6.1 analisi preliminare di sensitività turbolenta.....	55
6.2 Presentazione dei risultati e validazione del modello	63
6.3 Effetto dell'isolamento.....	79
7. Ottimizzazione	80
7.1 Ottimizzazione delle condizioni operative.....	80
7.2 Ottimizzazione della geometria.....	84
8. Conclusioni e sviluppi futuri	86
Lista delle figure	89
Lista dei grafici	93
Lista delle tabelle	95
Bibliografia	96

Sommario

Lo scopo di questo lavoro è di creare un modello numerico per un collettore solare ad aria a basso costo che utilizza un radiatore d'auto al posto del classico serpentino di rame e che può costituire una tecnologia appropriata per PVS. Partendo dalle procedure sperimentali e dai modelli numerici in letteratura è possibile stabilire una modellazione dei fenomeni che avvengono nel collettore. La geometria è stata ricavata aumentando la complessità in passi successivi. La validazione è stata ottenuta mediante il confronto dei dati sperimentali, e sono state portate a termine delle analisi di sensitività per verificare la coerenza delle assunzioni fatte, la portata ottimale per le prestazioni e il cambio di prestazioni in assenza di un particolare geometrico. L'accordo con i dati sperimentali è risultato buono e il modello può essere considerato rappresentativo della fluidodinamica vigente nel collettore.

Parole chiave

CFD; collettore solare aria; validazione; ottimizzazione

Abstract

The aim of this work is to create a numerical model for a low cost solar air heater with a car radiator in place of the classic heating coil and that could become an appropriate technology for DC. Starting from experimental methods and numerical models founded in scientific literature it is possible to decide the collector phenomena modeling. Geometry is obtained with consecutive geometry enhancement. Validation is reached through the comparison with experimental results, and sensitivity analysis have been carried out in order to verify the coherence of the hypothesis, the performance optimal mass-flow, and the change in performance due to a geometry particular removal. Results are in good agreement with experimental data, and the model represent well the fluid-dynamics taking place in the collector.

Keywords

CFD; solar air collector; validation; optimization

1. Introduzione

Nel mondo globalizzato di oggi l'energia è una delle basi dello sviluppo socio-economico e del benessere civile. Nel corso degli anni l'evoluzione degli impianti di produzione di potenza e l'accesso alle fonti fossili hanno permesso la crescita dei Paesi sviluppati, creando così un divario sempre più accentuato tra questi ultimi e le zone più arretrate.

Questa modalità di sfruttamento delle risorse energetiche ha comportato in primo luogo una maldistribuzione delle risorse economiche a livello mondiale, per cui una frazione esigua della popolazione mondiale mantiene consumi di energia pro capite elevatissimi, mentre 1,3 miliardi di persone non hanno accesso all'elettricità (fonte World Energy Outlook IEA, 12 novembre 2012), in secondo luogo un uso delle fonti fossili a un tenore maggiore della loro generazione, e infine a problematiche ambientali connesse alla produzione massiccia da queste fonti.

Le strategie che si stanno perseguendo a livello globale e locale al fine di promuovere uno sviluppo sostenibile per l'ambiente e per l'uguaglianza di opportunità a livello sociale sono:

- Aumentare l'efficienza energetica degli impianti di produzione e diminuire i consumi specifici
- Promuovere l'uso di fonti più pulite nel rispetto dell'ambiente
- Perseguire una diversificazione delle fonti con lo sviluppo delle energie rinnovabili, per preservare le fonti fossili e l'ambiente e fornire un'alternativa laddove le infrastrutture sono assenti e questi sistemi possono essere l'unica alternativa possibile per l'autonomia energetica
- Adottare soluzioni di generazione locale per evitare i costi del trasporto dell'elettricità e quindi costi aggravati dell'energia, dove è opportuno
- Studiare soluzioni appropriate in relazione al contesto di riferimento, e quindi privilegiare la scelta dei materiali e delle fonti energetiche sulla base della disponibilità locale e delle caratteristiche del luogo

Il progetto ARETHA (AiR Exchange THERmal Assembly), si inserisce in questa ottica, poiché è un sistema che sfrutta la fonte solare, accumulando energia sotto forma di acqua calda tramite uno scambio sole-aria-acqua. Il principio di funzionamento si basa sull'irraggiamento solare che scalda l'aria contenuta all'interno del pannello: essa, mossa da una ventola posizionata sopra al radiatore, fornisce calore all'acqua che passa nel radiatore e che viene raccolta in un accumulo coibentato come descritto nel capitolo "Confronto con collettore tradizionale".

Questo lavoro si propone di definire un modello numerico di tipo CFD che possa rappresentare la termo-fluidodinamica del pannello ARETHA.

Nel capitolo 2 viene presentato il pannello ARETHA con il relativo impianto di Nosedo e vengono indicate le differenze con il pannello solare termico tradizionale.

Nel capitolo 3 vengono riportate configurazioni da letteratura che adottano la fonte solare per scaldare un volume d'aria, e gli eventuali studi numerici effettuati su tali sistemi, per poi analizzarne le peculiarità. Queste configurazioni rappresentano lo stato dell'arte.

Nel capitolo 4 viene descritta la modalità di acquisizione dati sperimentali.

Nel capitolo 5 si descrive il modello CFD adottato, giustificato dalle analisi bibliografiche e le relative impostazioni numeriche.

Nel capitolo 6 si confrontano i dati sperimentali con i risultati numerici con la finalità di validare il modello numerico.

Nel capitolo 7 si riporta un'analisi di sensitività della portata del pannello attuale al fine di individuare la portata che ottimizzi lo scambio termico.

Nel capitolo 8 si propongono degli spunti per future migliorie all'analisi numerica e migliorie tecniche sulla configurazione, frutto dei risultati ottenuti dalla presente modellazione numerica.

2. Confronto con collettore tradizionale

2.1 Presentazione del pannello

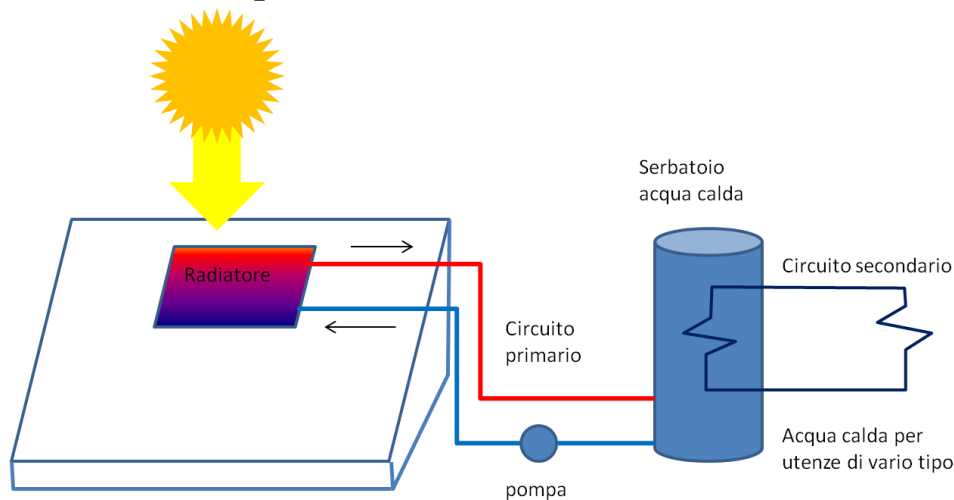


Figura 1: schema concettuale del funzionamento di ARETHA

Il progetto prevede la possibilità di utilizzare materiali economici e largamente disponibili anche in Paesi in via di sviluppo: per l'isolamento si può infatti utilizzare lana di roccia, lana di vetro, lana di pecora, polistirene espanso e altro ancora che sia a disposizione, per lo scambio aria-acqua si può disporre di radiatori in buono stato ma dismessi. Un altro aspetto che caratterizza il sistema è la mancanza quasi totale di meccanismi sofisticati di controllo, o l'uso di controlli passivi, per rendere il pannello atto a essere costruito con facilità anche da personale non particolarmente esperto. Infatti non c'è bisogno di saldature, quindi non c'è necessità di personale specializzato. Le applicazioni a cui potrebbe destinarsi questo sistema sono molteplici poiché si presta particolarmente ove c'è necessità di un meccanismo alternativo ai tradizionali che riscaldi dell'acqua contenendo i costi (non solo nel caso di applicazioni per Pvs): dalla produzione di acqua calda sanitaria a basso costo, all'accoppiamento con cicli frigoriferi ad assorbimento, all'uso combinato con fan coil per riscaldamento civile o per uso alimentare, come in serre o essiccatori, come preriscaldatore per sistemi di sterilizzazione dell'acqua e altro ancora. ARETHA pertanto si presenta come un progetto di sostenibilità

- Ambientale, per l'uso delle fonti rinnovabili e per il riutilizzo di componenti destinati alla dismissione

- Sociale, poiché dà la possibilità di migliorare le condizioni di vita in paesi in via di sviluppo e la costruzione non particolarmente complessa può avvenire sul luogo, dando modo di creare impieghi lavorativi
- Economico, poiché costituito da materiali a basso costo o di recupero in relazione alla disponibilità locale

Il progetto è a cura di due ONLUS, GREEM (GRuppo Ecologico Est Milano) e CISE 2007 (Centro Italiano per la Sostenibilità Energetica), sono stati messi a punto diversi prototipi precedenti a quello definitivo: ARETHA Nosedo, dal nome del luogo dove è situato, il depuratore di Nosedo, nei pressi di Milano, è l'ultimo prototipo creato.

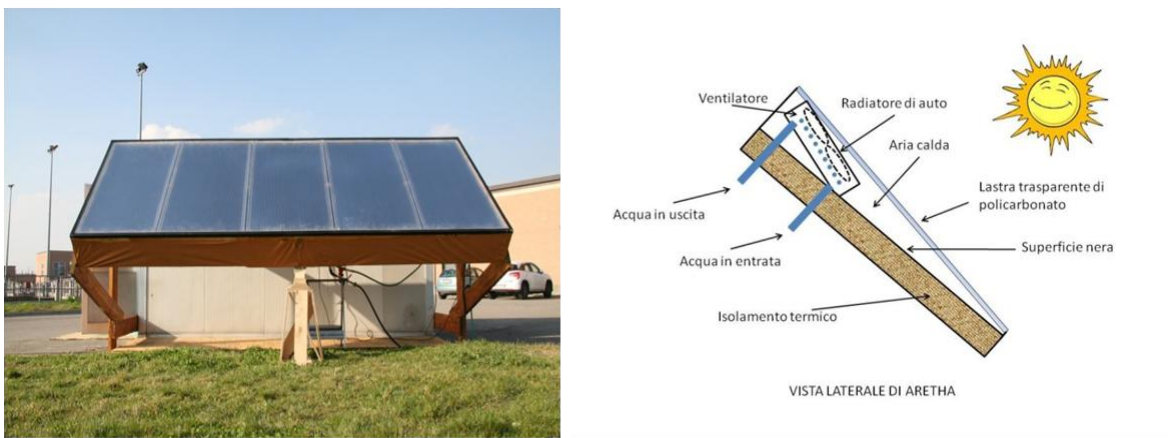


Figura 2: a sinistra il prototipo di Nosedo, usato per raccogliere i dati sperimentali, a destra vista laterale di ARETHA

Il prototipo ARETHA ha subito diverse modifiche in corso d'opera, al fine di aumentarne le prestazioni. Le modifiche sono state effettuate sulla base dei primi dati sperimentali e dei primi studi teorici sull'impianto.

Inizialmente la camera d'aria prevedeva uno spessore costante e una fossa nella quale era alloggiato il radiatore. Dalle misure delle temperature è stato osservato che la circolazione dell'aria era sfavorita proprio a causa della fossa e si è provveduto a riempirla con gli stessi isolanti utilizzati per il resto del fondo.

Anche il sistema di ventilazione prevedeva una singola ventola. Essendo giunti alla conclusione che essa era sottodimensionata per il sistema si è passati a una doppia ventola con una portata e una prevalenza maggiore.

Per poter alloggiare il gruppo radiatore-ventilatore è stato necessario aumentare lo spessore della camera nella parte superiore in modo che il radiatore fosse posizionato sempre nello stesso punto, ma inclinato rispetto al fondo, e l'aria potesse entrare dal basso e uscire verso la copertura.

La configurazione presa in considerazione per il presente studio perciò è l'ultima, ovvero con camera a sezione laterale trapezoidale e con il radiatore inclinato (Figura 2).

Sono state effettuate anche modifiche sull'intero impianto, completandolo con i componenti mancanti. La prima versione non comprendeva nessun accumulatore, e l'acqua che circolava nel radiatore era prelevata dalla rete a una temperatura costante e piuttosto bassa e: in questo modo si potevano osservare salti termici più elevati tra aria e acqua e di conseguenza anche tra ingresso e uscita del radiatore, ma non era possibile sfruttare la potenza termica.

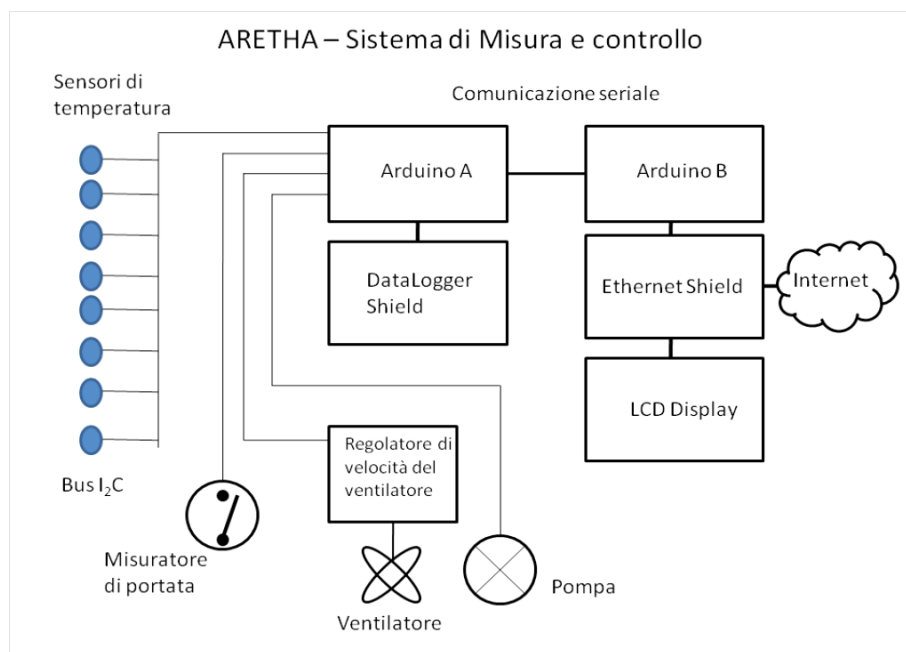
Successivamente sono stati inseriti due serbatoi di accumulatore, e il vaso di espansione ed è stato predisposto un collegamento dal serbatoio a un radiatore posto nella cabina di controllo, che fungesse da fan coil per il riscaldamento invernale, con un'autonomia di poche ore.

L'impianto al momento è costituito da:

- Due serbatoi da 1000 l ciascuno per l'accumulo di energia sotto forma di acqua calda, isolati termicamente con materiali di due tipologie diverse (lana di roccia e poliuretano) e con possibilità di collegamento in parallelo (per la raccolta dei dati sperimentali è stato usato il solo accumulatore con lana di roccia)
- Una pompa per la circolazione dell'acqua tra radiatore e serbatoio (alimentata a 220 V in corrente alternata), ricavata da caldaie domestiche dismesse
- Un radiatore immerso nel serbatoio isolato con lana di roccia per lo scambio acqua-acqua
- Un vaso di espansione per garantire la sicurezza
- Un elettrovalvola di sicurezza che faccia entrare acqua fredda nell'accumulo quando si supera una temperatura soglia
- Un sistema di acquisizione dati e di controllo automatico "Arduino"¹ con alimentatore a 12 V in corrente continua, ricavato da computer dismessi (Figura 3)
- Collettore ARETHA
- Sistema di tubi di raccordo tra il radiatore del collettore e il sistema di accumulatore

Il cuore di questo impianto è il collettore ARETHA che a sua volta è costituito da un radiatore nuovo (per non compromettere le misure con dei fattori di perdita di efficienza non quantificabili) progettato per FIAT coupè 16V da 96kW di potenza alle ruote e un doppio ventilatore "gate S.p.A Asti MP8015" da 12 V_{CC}, inseriti all'interno di una struttura di compensato di pino isolato, e coperta da una lastra di policarbonato alveolare.

¹ Arduino è una scheda elettronica dotata di un microcontrollore con circuiteria di contorno, e un ambiente di sviluppo di tipo open-source (www.arduino.cc)



L'ultimo strato di isolante, che si affaccia all'interno del collettore, è coperto da uno strato molto sottile di alluminio, che è stato verniciato di nero opaco allo scopo di migliorare l'assorbimento solare.

Nella Tabella 1 si riportano i relativi spessori dei componenti e le geometrie del sistema.

Tabella 1: tavola dei materiali

Materiale	Spessore [m]	Conduttività termica $\left[\frac{W}{m K}\right]$	Trasmittanza termica $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	Trasparenza nel visibile
Compensato di pino ad incollaggio fenolico	0,003	0,13	-	-
Polistirene espanso	0,04	0,038	-	-
Lana di roccia "air-rock HD ALU"	0,03	0,035	-	-
Policarbonato alveolare	0,016	-	2	66%

2.2 Confronto con il pannello tradizionale

Il sistema ARETHA ha delle peculiarità che lo differenziano da un collettore tradizionale adibito alla produzione di acqua calda.

Il primo vantaggio che caratterizza ARETHA rispetto i sistemi tradizionali è il basso costo: basandosi sull'utilizzo di materiali di riciclo o materiali economici o gratuiti secondo la disponibilità locale, è possibile abbattere a costi. I collettori tradizionali sono infatti composti da isolanti commerciali e da una piastra saldata da personale esperto su una serpentina di rame o materiale avente caratteristiche analoghe. Per l'isolamento di ARETHA invece si possono usare sostanze isolanti commerciali come quelli di cui è rivestito il prototipo di Nosedo, ma è anche possibile scegliere tra molti altri materiali, se essi si trovano gratuitamente. Ad esempio la lana e la paglia possono avere un effetto isolante e sono largamente disponibili in Paesi con un'economia di stampo rurale. I radiatori e le ventole provengono dal mondo automobilistico e possono essere modelli nuovi fuori commercio o componenti provenienti da automobili in rottamazione (raramente il radiatore è la causa della rottamazione dell'automobile). È possibile disporre di altri componenti di seconda mano come le pompe idrauliche di vecchie caldaie o serbatoi di gasolio e altro ancora, dismessi per legge ma in ottimo stato.

Una considerazione d'obbligo è la disponibilità di dei radiatori e dei componenti idraulici nei Paesi a Basso reddito: i radiatori spesso non vengono rottamati e conservano un valore economico, bisogna affrontare una spesa di acquisto per tale componente. Per di più vi è difficoltà a reperire componenti provenienti da vecchie caldaie dismesse poiché esse sono molto rare in queste zone. Nonostante queste spese si può ottenere un pannello più economico di uno tradizionale.

Un'altra caratteristica è il basso peso: infatti per questo tipo di pannello il carico è dovuto al solo isolante, alla struttura di legno, alla copertura e al radiatore, mentre nel caso del collettore piano la serpentina di rame e la piastra sono più pesanti. Inoltre se si considera che la copertura di ARETHA può essere di materiale plastico mentre nel caso di tecnologie tradizionali si ha di norma vetro (che però è più disponibile in alcuni PVS), è chiaro che il peso specifico di ARETHA è minore.

Per contro l'efficienza è sicuramente minore, poiché la copertura non realizzata ad hoc aumenta le perdite, inoltre il sistema a radiatore è meno efficace della serpentina saldata sulla piastra; di conseguenza sebbene il peso per unità di area è minore, a parità di potenza la superficie da impiegare è maggiore, e questa è una limitazione del pannello.

3. Stato dell'arte

L'effetto utile di ARETHA, ovvero la produzione di acqua calda, permette di rimpiazzare i collettori solari termici tradizionali che usano come fluido termovettore primario l'acqua o soluzioni acquose. La differente configurazione permette quindi di confrontare il pannello ARETHA con i pannelli solari termici ad acqua per peso e costo, ma la sua configurazione è tipica di un collettore solare ad aria con relativo rendimento. La presenza della circolazione forzata, garantita dalle ventole che spingono il getto d'aria verso la copertura superiore, riproduce il fenomeno tipico di un getto che impatta su una superficie perpendicolare al getto stesso noto come "impinging jet".

Considerando tali caratteristiche principali del sistema ARETHA, sono stati analizzati la letteratura dei collettori solari ad aria e i relativi studi CFD. Inoltre è stato effettuato un approfondimento sui getti a parete e la loro modellazione CFD, per poter avere una base teorica di confronto per la modellazione del pannello ARETHA.

3.1 Collettori solari ad aria

Sono stati effettuati molti studi sperimentali in merito a tali sistemi, mentre poche analisi di tipo CFD sono presenti in letteratura.

È necessario distinguere le diverse configurazioni sperimentate dagli autori con le relative prestazioni, dagli approcci numerici fluidodinamici, al fine di cogliere correttamente lo stato dell'arte sui collettori ad aria solari.

3.1.1 Configurazioni

Un collettore solare ad aria generalmente consiste in un pannello isolato nelle superfici laterali e inferiori, di dimensioni più assimilabili a un condotto, ovvero una dimensione maggiore delle altre due, in modo che la superficie sia abbastanza sviluppata per poter intercettare potenza termica solare. Lo scopo di un collettore solare ad aria è di preriscaldare aria per fini successivi, generalmente non è accoppiata con l'esigenza di riscaldare acqua.

All'interno vi è una piastra metallica che si scalda per irraggiamento, e trasferisce calore per convezione e conduzione all'aria passante nel condotto (come mostrato in Figura 4), che viene forzata ad entrare da un ventilatore. La circolazione pertanto è forzata e la direzione con la quale il ventilatore spinge l'aria ad entrare è quella della lunghezza: non vi so-

no flussi principali in direzione perpendicolare alla copertura o alle pareti, e quindi nessun tipo di getto in parete.

Grazie agli studi sul tema si è potuto osservare che dando una rugosità (anche procurata artificialmente) alla piastra metallica, si può promuovere lo scambio termico, a fronte di una perdita di carico maggiore rispetto alla piastra liscia. Le varie configurazioni trattate sostanzialmente differiscono tra loro nella modalità in cui si procura una rugosità artificiale.

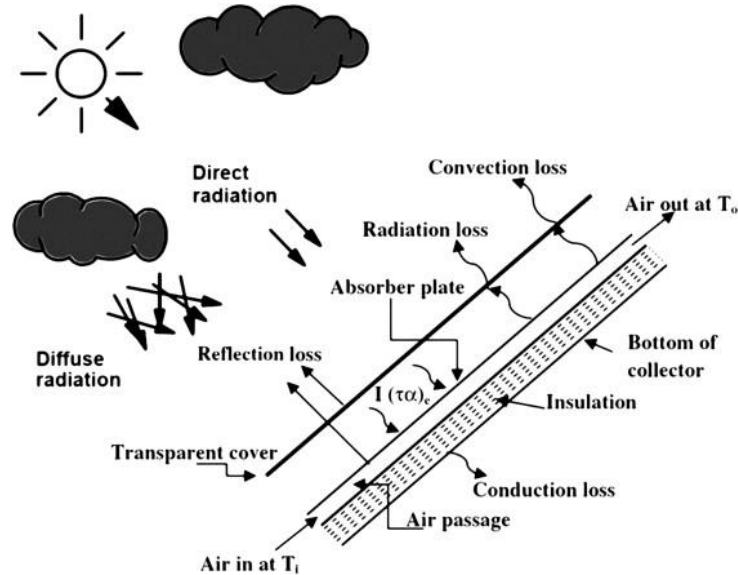


Figura 4: principio di funzionamento di un collettore solare ad aria

Yadav e Bhagoria¹ hanno portato a termine un'analisi esaustiva e riepilogativa di quasi tutti gli articoli scientifici aventi come oggetto i collettori solari ad aria: gli autori prendono in considerazione sia studi sperimentali che di tipo CFD sull'argomento. Nella maggior parte dei casi gli studi sperimentali si propongono di valutare le prestazioni termiche e fluidodinamiche attraverso parametri adimensionali: per quanto riguarda lo scambio termico il parametro che lo caratterizza è il numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h L}{k},$$

dove h è il coefficiente di scambio termico convettivo, L è la lunghezza caratteristica del sistema e k è la conduttività termica.

Il coefficiente di scambio termico convettivo può essere espresso come

$$h = \frac{Q_u}{A(T_{pm} - T_{bm})}$$

dove $Q_u = \dot{m}C_p(T_o - T_i)$, è la potenza termica utile dell'aria, T_o è la temperatura in uscita dell'aria dal condotto, T_i è la temperatura di ingresso, T_{pm} è la temperatura media della piastra, $T_{bm} = \frac{T_o + T_i}{2}$ è la temperatura media di bulk.

Per stimare le perdite di carico invece il parametro adimensionale usato è il coefficiente di attrito, il quale è determinato dalla caduta di pressione, Δp , dalla lunghezza del condotto L e dalla densità del fluido secondo

$$f = \left[\frac{2\rho_a \Delta p D_h}{4L G_m^2} \right]$$

Dove D_h è il diametro idraulico e $G_m = \frac{\dot{m}}{WH}$ è la velocità massica dell'aria.

All'aumentare della rugosità superficiale aumenta lo scambio termico che si può garantire, ma contemporaneamente aumentano le perdite di carico, e di conseguenza aumentano i costi per la ventilazione dell'aria forzata nei condotti.

Esiste un ottimo tra queste due tendenze opposte, dato che non conviene aumentare troppo il coefficiente di scambio termico se la spesa per il mantenimento del flusso d'aria aumenta di più dei benefici che si possono trarre.

Di seguito sono menzionati alcuni di questi lavori e le loro peculiarità nella configurazione.

Sono state prese in considerazione diverse configurazioni possibili tra gli studi sperimentali: Kumar et al² hanno determinato le correlazioni per il coefficiente d'attrito e il coefficiente di scambio termico di un collettore con nervature a W discontinue.

Mittal et al³ hanno stabilito l'efficienza di diverse piastre con rugosità differenti.

Aharwal et al⁴ hanno investigato l'effetto dell'aumento dello scambio termico usando nervature inclinate discontinue al posto di una piastra assorbente liscia, al variare della discontinuità e delle dimensioni della nervatura

Karwa⁵ ha analizzato la performance termoidraulica di un collettore solare ad aria rettangolare con rugosità a V (nel senso della corrente, controcorrente, discontinue o continue). I risultati sul coefficiente di attrito e di scambio termico mostrano che la configurazione migliore è quella di una piastra avente nervature a V discontinue e disposte in senso controcorrente.

Sahu e Bhagoria⁶ hanno preso in considerazione l'aumento del coefficiente di scambio termico che si ha rispetto al caso di piastra liscia, usando delle nervature perpendicolari al moto del flusso con delle interruzioni, trovando che per bassi numeri di Reynolds (<5000), l'incremento dello scambio termico rispetto al caso con piastra liscia è trascurabile mentre per alti numeri di Reynolds l'uso di una piastra corrugata presenta dei vantaggi, e che l'efficienza termica ($\eta_{th} = Q_u/I$) di questo tipo di collettori varia tra il 51% e l' 83,5%.

Gupta et al⁷ hanno investigato le prestazioni termoidrauliche del pannello, ottimizzando il guadagno nell'aumento di scambio termico che si ha all'aumentare della portata, in confronto alla perdita di energia per il maggiore dispendio energetico dei ventilatori che spin-

gono l'aria nel condotto. Hanno inoltre analizzato l'effetto dell'isolamento e dell'altezza di rugosità relativa.

Saini e Saini⁸ hanno prodotto delle correlazioni per il coefficiente di scambio termico e per il fattore di attrito per piastre assorbenti con rugosità artificiale fornita attraverso una mesh metallica.

Karwa et al⁹ hanno inoltre studiato delle correlazioni per un flusso in transizione di fase in condotti rettangolari con una piastra corrugata.

Bhagoria et al¹⁰ hanno analizzato il caso di un collettore solare rettangolare, con nervature con la sezione a cuneo trasversali, ricavando il coefficiente di scambio termico e di attrito.

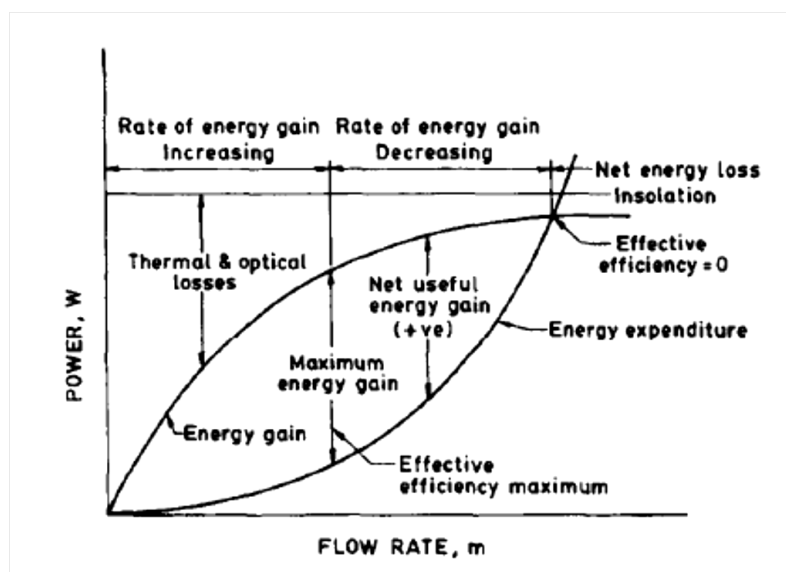


Figura 5: grafico qualitativo delle perdite di un collettore solare ad aria

Saini e Saini¹¹ hanno sviluppato delle correlazioni per l'aumento dello scambio termico attraverso il numero di Nusselt, e il fattore d'attrito nel caso di piastre con rugosità ottenute attraverso l'applicazione di cavi metallici piegati ad arco.

Saini e Verma¹² hanno portato a termine delle correlazioni per il numero di Nusselt e per il coefficiente d'attrito di un collettore con piastra "a fossette".

Karmare e Tikekar¹³ hanno anch'essi ricavato il coefficiente d'attrito e di scambio termico per piastre con nervature a spina di pesce e identificando la geometria ottima per lo scambio termico.

Jaurker et al¹⁴ hanno studiato il caso di una piastra con una rugosità artificiale creata attraverso l'uso di costole metalliche scanalate, dimostrando che lo scambio termico è maggiore che nel caso di nervature trasversali, con un fattore di attrito di poco maggiore.

Layek et al¹⁵ hanno invece analizzato la generazione di entropia che si ha nel passaggio di un flusso d'aria attraverso un collettore solare dotato di una piastra che presenta delle co-

stole metalliche scanalate smussate. Al variare dei diversi parametri geometrici la generazione di entropia può essere minimizzata, e quindi il design ottimale può essere trovato in questo modo.

Lanjewar et al¹⁶ hanno trovato il coefficiente di scambio termico e il fattore d'attrito per piastre con nervature a W, confrontando tali risultati rispetto al caso di piastra liscia, sotto le stesse condizioni al contorno termiche per poterne trarre le prestazioni termoidrauliche.

Hans et al¹⁷, Bhushan e Singh e Kumar et al hanno portato a termine delle esposizioni dei vari studi presenti in letteratura sui diversi tipi di rugosità superficiale, per confrontarne le prestazioni termoidrauliche (come mostrato in Figura 6).

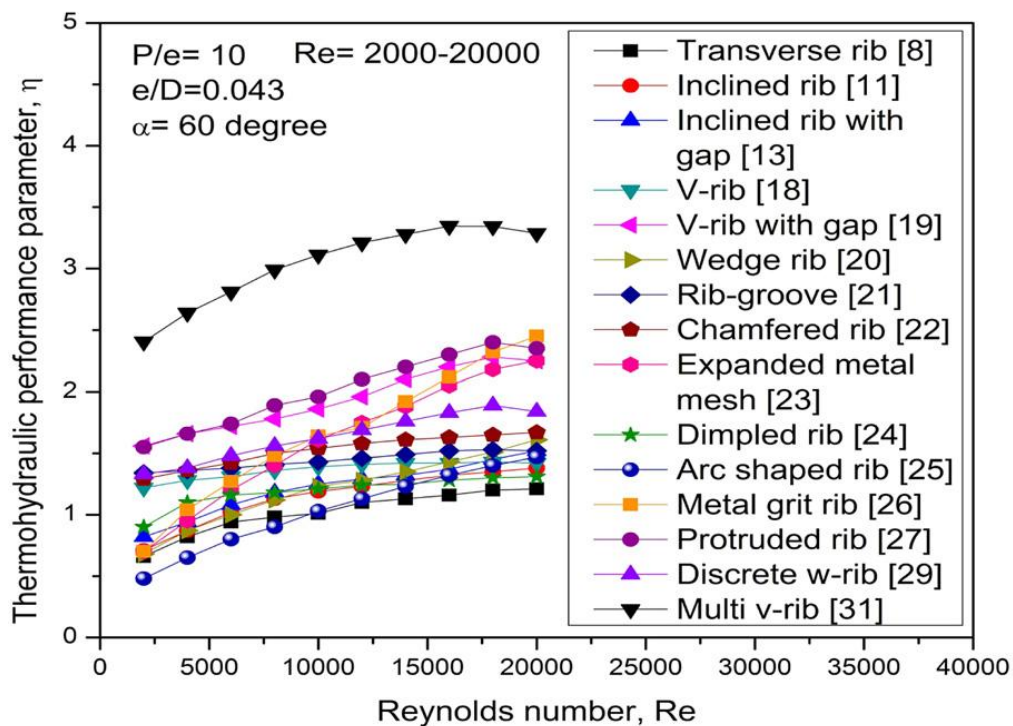


Figura 6: confronto delle prestazioni termoidrauliche per le diverse configurazioni

Dall'analisi di tutti gli studi emerge che la procedura sperimentale per il calcolo delle grandezze e l'approccio per la determinazione dei parametri adimensionali è simile in tutti i casi. Vengono trattati casi che differiscono tra loro essenzialmente per il tipo di rugosità superficiale della piastra assorbente, nella maggior parte dei casi la distinzione è tra nervature discontinue di diversa geometria, studiate in ^{2, 4, 5, 6, 16}, e tra costole trasversali che percorrono tutta la larghezza del condotto, analizzate in ^{10, 11, 12, 13, 14, 15}. Le dimensioni dei provini sono affini e le trattazioni sono coerenti tra loro, dimostrando che i collettori sono più efficienti se il sistema opera con Reynolds compresi tra 3000 e 19000, questi numeri rivelano che il flusso è turbolento.

3.1.2 Modellazioni numeriche

Per quanto riguarda le modellazioni numeriche, gli studi sono meno numerosi.

Arulanandam et al¹⁸ hanno analizzato il comportamento di un UTC (Unglazed Transpired Collector), modellandolo numericamente. Gli UTC sono collettori solari caratterizzati da fori nella piastra assorbente, per poter richiamare l'aria dall'esterno, che esce tramite un'apertura posta di solito sulla copertura trasparente: il moto è perciò caratterizzato da convezione naturale, mentre quasi tutti gli altri casi presentano convezione forzata.

Ammari¹⁹ ha proposto una modellazione di un collettore che presenta dei setti in modo che il flusso corra lungo dei canali. Il flusso d'aria è laminare e sviluppato ($Re=2300$), le dimensioni del modello sono di 6000mm (100mm per ogni canale)*1000mm*25mm e la convezione è forzata.

Chaube et al²⁰ hanno modellato collettori solari ad aria rettangolari provvisti di rugosità artificiale per indagare l'aumento dello scambio termico in un moto turbolento ($3000 < Re < 20000$) al variare della geometria della nervatura trasversale. I risultati mostrano che, avendo il flusso una direzione prevalente, gli effetti delle componenti laterali di velocità hanno scarsa influenza, per cui si può ritenere che il modello 2D sia sufficientemente accurato mentre il modello 3D porta a un consumo maggiore di memoria senza apprezzamenti significativi.

Warol e Oztop²¹ hanno portato a termine una simulazione di un collettore a piastra ondulata (diversi gradi di ondulazione) con convezione naturale.

Kumar e Saini²² hanno simulato con diversi metodi numerici, un collettore con piastre di rugosità superficiale della forma di cavi metallici rotondi piegati ad arco. Il flusso è forzato e turbolento ($6000 < Re < 18000$), ed è stato adottato un modello 3D siccome con questo tipo di rugosità si instaura un flusso secondario. Il numero di celle varia da 1 a 1,7 milioni e il modello misura 1000mm*300mm*25mm.

Karmare e Tikekar²³ hanno studiato dei collettori con piastre con nervature discontinue di diversa geometria, per trovare l'ottimo dopo aver validato il modello attraverso il confronto con i dati sperimentali. Il modello ha dimensioni di 1500mm*150mm*25mm e il regime varia da $Re=3600$ a $Re=17000$.

La Tabella 2, ottenuta da Yadav e Anil Singh¹, riporta i risultati ottenuti e i diversi metodi utilizzati.

Tabella 2: risultati delle simulazioni CFD sui collettori solari ad aria

Authors	Computational methodology	Difference between experimental and simulation results
Arulanandam et al. [48]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: TASC flow • Turbulence model: - • Mesh: uniform 	Close agreement observed
Ammari [49] Chaube et al. [50]	Fortran <ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent 6.1 • Turbulence model: SST $k-\omega$ • Mesh: rectangular, non-uniform 	Good agreement observed Good agreement observed
Chaube et al. [51]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent 6.1 • Turbulence model: SST $k-\omega$ • Mesh: rectangular, non-uniform 	Good agreement observed
Wang et al. [52] Varol and Oztop [53]	- <ul style="list-style-type: none"> • CFD code: CFDRC ACE+ • Turbulence model: - • Mesh: Non-uniform 	Good agreement observed Good agreement observed
Kumar and Saini [54]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: Fluent 6.3.26 • Turbulence model: RNG $k-\epsilon$ • Mesh: non-uniform 	Good agreement observed
Kamare and Tikekar [55]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent 6.2.16 • Turbulence model: RNG $k-\epsilon$ • Mesh: non-uniform 	Good agreement observed
Soi et al. [56]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent • Turbulence model: RNG $k-\epsilon$ • Mesh: non-uniform 	Nusselt number + 15% Friction factor $\pm 20\%$
Giri [57]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent • Turbulence Model: RNG $k-\epsilon$ • Mesh: Non-uniform 	Good agreement observed
Rajput [58]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent • Turbulent model: RNG $k-\epsilon$ • Mesh: uniform 	Good agreement observed
Sharma et al. [59]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent • Turbulence model: RNG $k-\epsilon$ • Mesh: non-uniform 	Nusselt number + 15% Friction factor $\pm 15\%$
Sharma and Thakur [60]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent • Turbulent model: Realizable $k-\epsilon$ • Mesh: uniform 	Nusselt number + 3% Friction factor $\pm 3\%$
Gandhi and Singh [61]	<ul style="list-style-type: none"> • CFD code: Fluent • Turbulence model: $k-\omega$ • Mesh: Uniform 	Good agreement observed except for the friction factor

Come si può notare gli studi numerici riportano buoni confronti con i dati sperimentali e sono coerenti tra loro, il modello con il quale si ha la migliore rappresentazione dei dati sperimentali è il modello $k-\epsilon$ RNG.

Sono stati analizzati casi di convezione naturale in ¹⁸ e ²¹, mentre negli altri casi il moto è di tipo forzato.

3.1.3 Confronto con ARETHA

Dall'analisi dei dati presenti in letteratura si può notare che il collettore ARETHA differisce in alcuni aspetti costruttivi dai collettori solari ad aria tradizionali:

- Nel collettore solare tradizionale un eventuale secondo circuito ad acqua è facoltativo e non compreso all'interno del collettore, mentre per il sistema ARETHA lo scambio con un circuito secondario è fondamentale, poiché la tecnologia si basa sull'uso di uno scambiatore aria-acqua

- L'aria che viene riscaldata nei collettori tradizionali in molti casi è al di sotto della piastra assorbente, mentre per ARETHA è posta tra la copertura trasparente e il fondo assorbente (come mostrato in Figura 4 e Figura 2)
- Il volume d'aria di ARETHA è sostanzialmente un volume chiuso, mentre i collettori studiati in letteratura sono assimilabili più a un condotto, con una direzione del moto del flusso predominante sulle altre due
- Le dimensioni tipiche dei collettori solari tradizionali sono sostanzialmente diverse: infatti ARETHA ha una superficie di 10 m² lordi e un'altezza della camera compresa tra i 72 mm e i 205 mm, mentre i collettori studiati in letteratura hanno dimensioni dell'ordine di 1000mm di lunghezza, 300 mm di larghezza e 25 mm di spessore

Per quanto riguarda le simulazioni CFD si può notare che sono stati usati diversi metodi numerici: k-ε Standard, k-ε RNG, k-ε Realizable, k-ω, k-ω SST, ottenendo un buon accordo con i dati sperimentali. Per le simulazioni 2D, il metodo che sembra dare risultati migliori è il k-ε RNG.

La radiazione in molti casi non è stata presa in considerazione poiché essendo la piastra assorbente al di sopra del volume d'aria, è possibile imporre un flusso costante (al netto delle perdite ottiche e di convezione della copertura) sulla superficie captante.

Prendendo in considerazione le modellazioni CFD dei getti, una configurazione simile è stata trovata in Ortega-Casanova²⁴, dove si descrive il caso di un getto battente contro una parete calda a una temperatura fissata. Il getto è creato a partire da un ugello che presenta delle lame al suo interno, ricalcando l'effetto del flusso in uscita dalla ventola. Lo studio si propone di trovare delle correlazioni per lo scambio termico sulla parete causato dal getto. Il modello in questione usa il metodo k-ω SST, che è uno tra i più adatti allo scopo di cogliere questo tipo di fluidodinamica.

Chen, Moshfegh e Cehlin²⁵ hanno invece preso in considerazione il caso di un getto usato nella ventilazione di una stanza, confrontando i modelli di turbolenza k-ε RNG, k-ω SST e v²-f: essi hanno concluso che tutti e tre i modelli danno buon accordo con i risultati sperimentali, tuttavia il modello migliore nella previsione di tutto il campo di temperature è l'ultimo, mentre anche il modello k-ω SST presenta una performance migliore del caso k-ε RNG.

4. Set-up sperimentale

4.1 Misura dei dati sperimentali

Al fine di definire le informazioni necessarie all'imposizione delle condizioni al contorno per la modellazione e di ricavare i dati sperimentali da confrontare con i risultati numerici, sono state misurate le dimensioni geometriche del pannello e di radiatore e ventola, sono stati installati dei sensori di temperatura per monitorare l'andamento in funzione del tempo, e di irradianza e portata della pompa idraulica.

In linea con il pensiero che ha portato alla realizzazione di ARETHA, anche le misure sono state effettuate con materiale a basso costo o disponibile gratuitamente.

4.1.1 Misure geometriche



Figura 7: misure geometriche del pannello

Per poter creare il modello geometrico CFD è necessario conoscere le dimensioni del volume d'aria, allo scopo sono state misurate le dimensioni interne del pannello.

Data l'imprecisione degli strumenti con cui è stato realizzato il prototipo, la modalità costruttiva e la natura dei materiali più interni del pannello, non è possibile dire che le dimensioni sono esattamente costanti, lungo gli assi, pertanto è stata presa nota delle dimensioni in più punti, ed è stata fatta una media aritmetica, per una stima finale di uno spessore superiore di 205 mm, uno inferiore di 72 mm, un'altezza di 1830 mm e una larghezza di

4900 mm, come mostrato in Figura 7, dove si può osservare l'ingombro del radiatore, ventilatore e il volume interno del pannello.

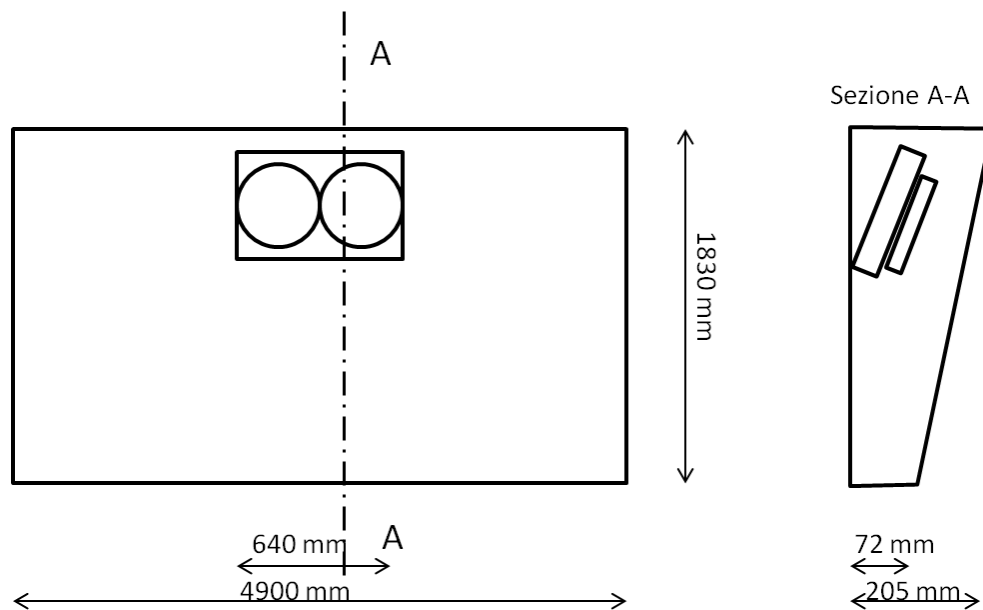


Figura 8: geometria del pannello e posizione del radiatore e del ventilatore al suo interno

Sono stati valutati anche gli ingombri di radiatore, ventole, le dimensioni del mozzo di ciascuna ventola, del bordo e delle pale della ventola e il posizionamento della ventola relativamente al radiatore (si veda Figura 9 e Figura 10).



Figura 9: posizionamento relativo del gruppo ventola-radiatore

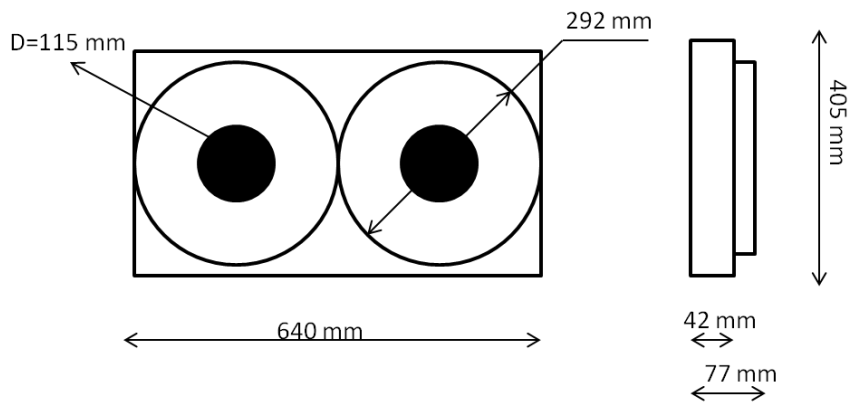


Figura 10: geometria semplificata quotata del gruppo ventola-radiatore

4.1.2 Misura di portata

Non avendo a disposizione nessuna scheda tecnica o alcuna curva caratteristica del gruppo ventole e necessitando delle informazioni di portata (e quindi di velocità) delle ventole, è stata fatta una prova di portata.



Figura 11: tubo di flusso per la prova di portata

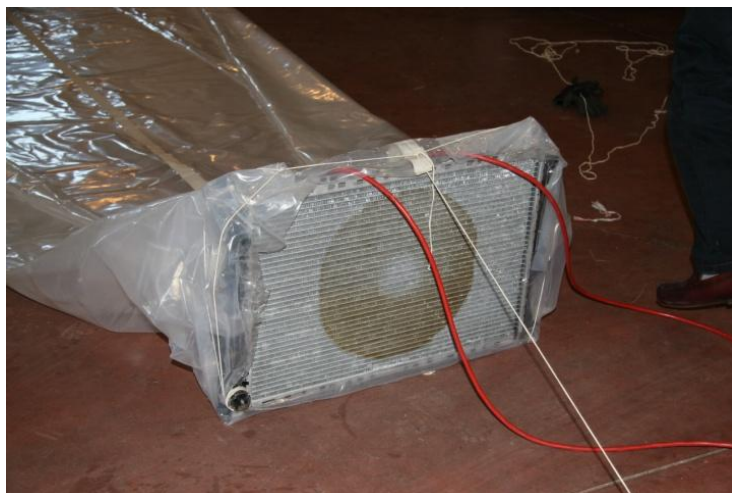


Figura 12: particolare della prova di portata

È stato costruito un lungo cilindro di materiale plastico non deformabile ma morbido, come mostrato in Figura 11, di dimensioni note (8 m di lunghezza e un volume totale di 10,186 m³), un'estremità è stata sigillata, e all'altro capo è stato posto il gruppo ventilatore-radiatore facendo aderire la circonferenza allo scambiatore di calore (si veda Figura 11 e Figura 12).

Il cilindro è stato completamente svuotato dell'aria presente, ed è stato cronometrato il tempo di riempimento con l'aria convogliata dalla ventola. Dividendo il volume del cilindro per il tempo di riempimento, facendo l'ipotesi di fluido incompressibile, transitorio della ventola trascurabile, e che il materiale plastico del cilindro non opponesse nessuna resistenza al riempimento del volume, si è potuta stimare la portata di aria.

Essendo il cilindro della prova di dimensioni molto elevate, si può ritenere la stima abbastanza attendibile. La prova è stata effettuata volutamente con il radiatore posto dietro le ventole, in modo che la portata misurata fosse quella effettiva al netto delle perdite di carico del radiatore.

4.1.3 Misure di temperatura, irradianza e portata d'acqua

Sono state eseguite 13 misure di temperatura tramite un sensore digitale (Maxim IC DS18B20) della risoluzione di 12 bit e un'accuratezza di 0,5°C, e misura temperature in un range da -55°C a 125°C.

Per non alterare le misure a causa del contributo dovuto all'irraggiamento si è provveduto a schermare i sensori di temperatura con degli apparati metallici dipinti di bianco (come si può notare in Figura 13), eccetto il sensore del fondo che è stato colorato di nero. Inoltre, per evitare il fenomeno invernale del congelamento, i sensori sono stati inseriti in sacchetti di silice.



Figura 13: a sinistra sensore di temperatura dell'aria in uscita dal radiatore, a destra sensore di temperatura dell'angolo basso

Nella Figura 14 e Figura 15 sono illustrati i posizionamenti dei sensori di temperatura all'interno del sistema.

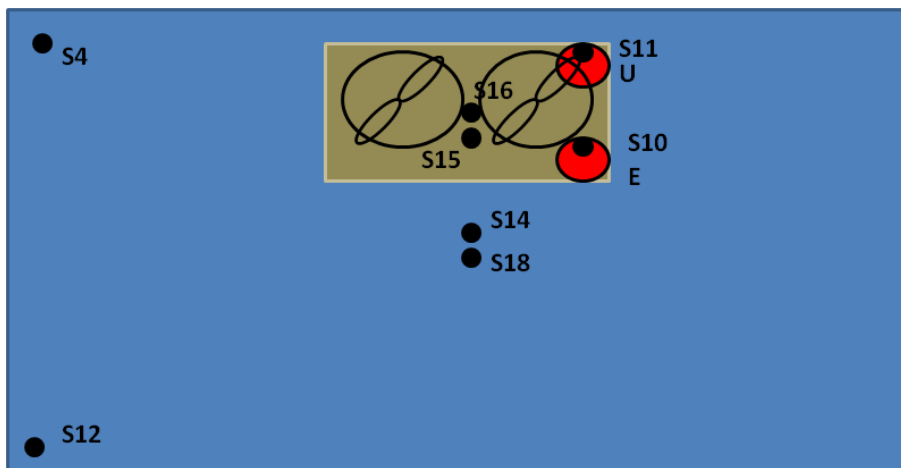


Figura 14: posizione frontale dei sensori

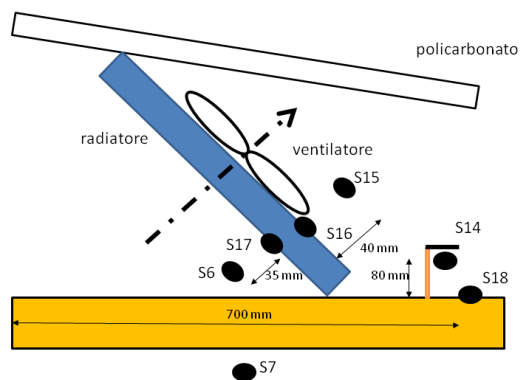


Figura 15: vista laterale del posizionamento dei sensori

Nella Tabella 3 è illustrata la tabella dei sensori di temperatura.

Tabella 3: tabella dei sensori di temperatura

n. ordine data-logger	Sigla sensore	Posizione	Indirizzo	Versione Inglese e WEB
0	S14	Aria interna	28C0B91A030000FA	T air inside
1	S9	Bidone destro Tank n. 2 (isolamento duro) sensore affondato	28B8B41A0300002F	T right tank
2	S8	Bidone sinistro Tank n. 1 (isolamento morbido) sensore galleggiante	28943F5104000051	T left tank
3	S7	Aria esterna	282CCF1A0300005F	T air outside
4	S11	Acqua uscita	281CB81A0300008E	T output water
5	S16	Radiatore parte sopra a contatto	28E6A95004000003	
6	S18	Fondo aretha	287EB350040000D2	T radiator upper surface
7	S10	Acqua entrata	2851C71A030000B3	T input water
8	S6	Aria sotto radiatore (ingresso)	2889A81A030000A8	T radiator input air
9	S15	Aria sopra radiatore (uscita)	288D941A030000D1	T radiator output air
10	S12	Aria angolo basso	2897BF1A030000CD	T air bottom edge
11	S4	Aria angolo alto	281F9C1A03000030	T air top edge

Misuratore di portata



Piranometro



Figura 16: contatore volumetrico e piranometro

L'irradianza normale alla copertura è stata misurata grazie a un piranometro Kipp & Zonen CMP6.

La portata del circuito ad acqua è stata misurata con un contatore volumetrico: esso ha un relè al suo interno che chiude il circuito ogni dieci litri, Arduino conta il numero di chiusure risalendo così alla portata (Figura 16).

4.2 Analisi dei dati raccolti e scelta dei valori numerici per la validazione

È stata condotta una campagna di raccolta dati da usare nel confronto con i valori numerici ottenuti attraverso la simulazione.

Al fine di osservare dei parametri dipendenti dal solo comportamento del sistema e non da fattori esterni, sono stati rimossi i controlli automatici che prevedono lo spegnimento della pompa idraulica, della ventola, e l'eventuale funzionamento dell'elettrovalvola, che ha il compito di miscelare all'acqua calda del serbatoio di accumulo dell'acqua fredda, per questioni di sicurezza.

In questo modo è stato possibile attribuire al solo funzionamento del pannello, il profilo di temperature nel tempo del serbatoio, e l'energia accumulata conseguente.

È stato preso in riferimento come giorno il 31 dicembre 2013, poiché tra quelli osservati presentava la migliore curva di irradianza e i maggiori valori assoluti, segno che la nuvolosità era quasi assente in quel giorno e la potenza incidente sul pannello continua.

Nel Grafico 1 si può notare l'irradianza in funzione del tempo per il giorno 31 dicembre 2013, dalle ore 9:10:48 alle ore 15:50:58.

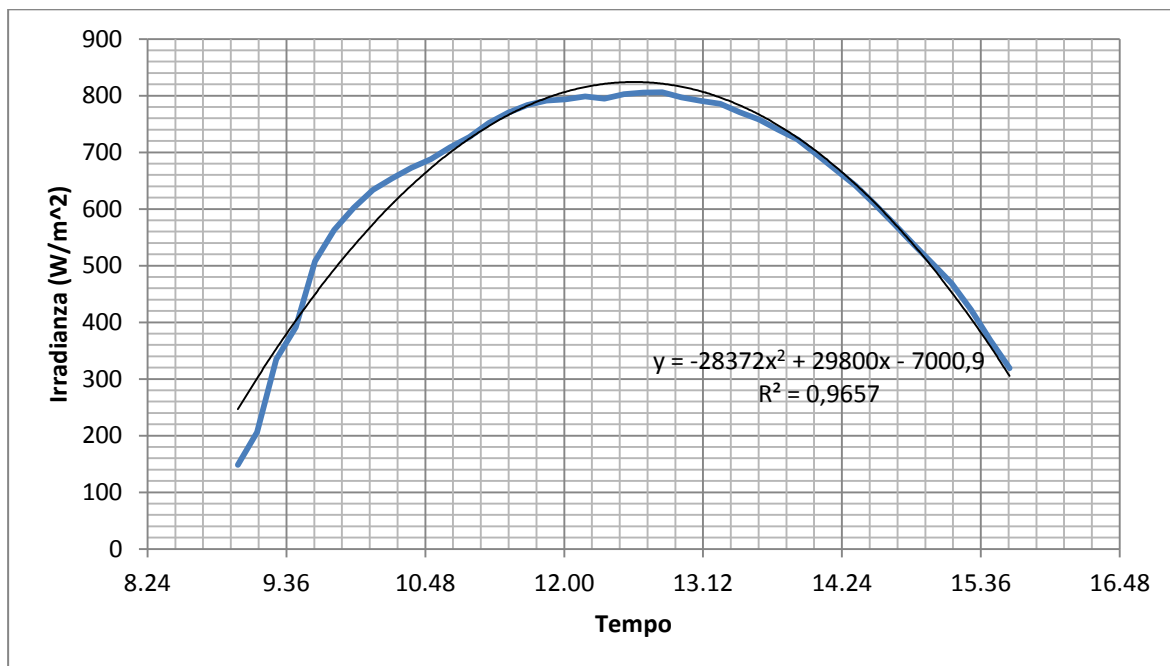


Grafico 1: andamento dell'irradianza giornaliera perpendicolare alla copertura

Nel Grafico 2 invece sono state inserite le temperature in funzione del tempo per tutti i sensori in funzionamento.

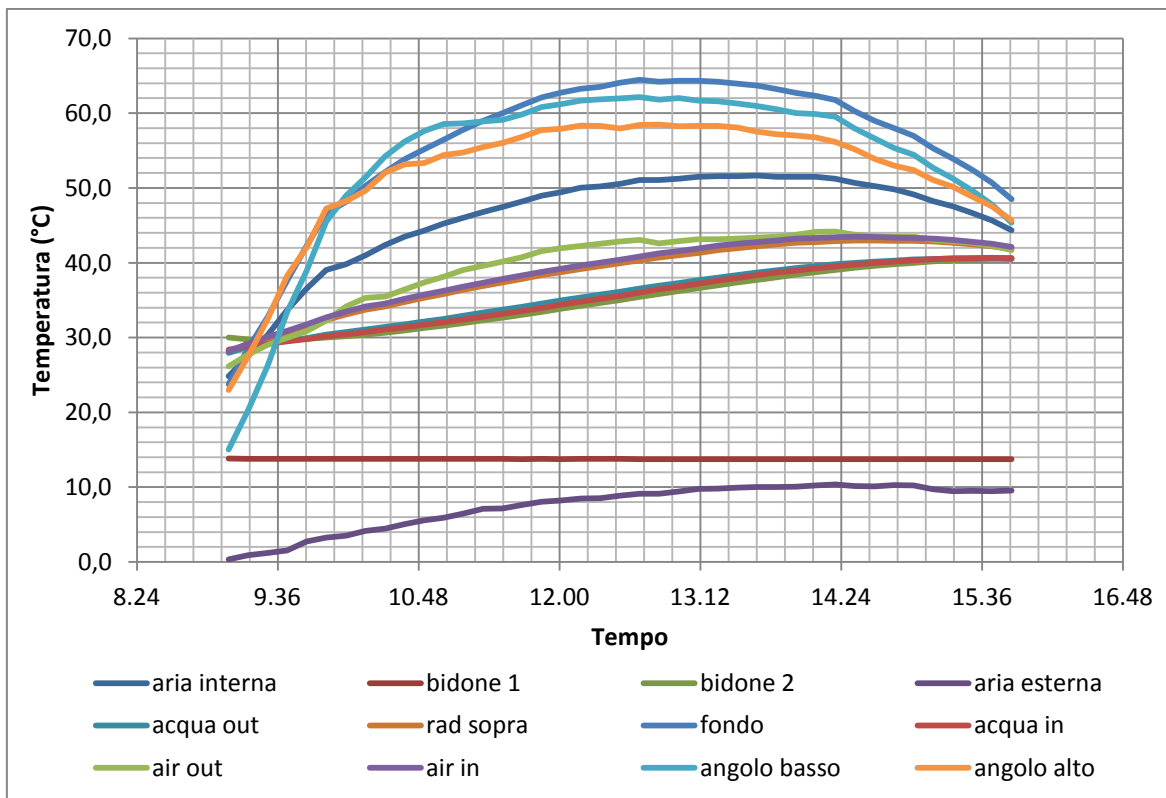


Grafico 2: profilo delle temperature giornaliere misurate dai sensori

Osservando i dati raccolti emerge che le ore centrali di massima radiazione solare (dalle 11:40 circa alle 13:20 circa), sono quelle che esibiscono meglio un comportamento stazionario per quanto riguarda le temperature e la potenza incidente: è pertanto possibile mediare questi campioni raccolti per evitare valori singolari e produrre un valore medio che possa rappresentare un punto di funzionamento del pannello da simulare.

Nella Tabella 4 si riportano i valori misurati dal sistema Arduino e presi in considerazione per la media.

Tabella 4: misure delle temperature e dell'irradianza del 31 dicembre 2013 e loro media

	S14	S8	S7	S11	S16	S18	S10	S6	S15	S12	S4	IRR (W / m ²)	litri/h
11.40.51	48,2	33,0	7,6	34,1	37,8	61,1	33,6	40,7	38,3	59,8	56,9	784	1010
11.50.52	49,0	33,4	8,1	34,6	38,3	62,1	34,0	41,6	38,8	60,8	57,7	792	990
12.00.52	49,5	33,8	8,2	35,0	38,8	62,7	34,4	41,9	39,2	61,2	57,9	794	990
12.10.52	50,0	34,2	8,5	35,4	39,2	63,3	34,8	42,3	39,7	61,7	58,4	799	1000
12.20.52	50,2	34,6	8,5	35,7	39,5	63,5	35,2	42,5	40,0	61,8	58,3	795	1000
12.30.53	50,5	35,0	8,9	36,1	39,9	64,1	35,6	42,8	40,4	62,0	57,9	802	1000
12.40.53	51,1	35,4	9,1	36,5	40,3	64,4	36,0	43,1	40,8	62,2	58,4	805	1010

12.50.53	51,0	35,8	9,1	36,9	40,7	64,2	36,5	42,6	41,3	61,8	58,5	806	1020
13.00.54	51,2	36,2	9,4	37,3	41,0	64,3	36,8	42,9	41,6	62,0	58,3	797	1020
13.10.54	51,5	36,6	9,8	37,6	41,3	64,3	37,2	43,2	41,9	61,7	58,3	790	1020
13.20.54	51,6	37,0	9,8	38,0	41,7	64,2	37,6	43,2	42,3	61,6	58,3	785	1030
Media riferita all'ora centrale dell'intervallo													
12.30.53	50,3	35,0	8,8	36,1	39,9	63,5	35,6	42,4	40,4	61,5	58,1	795	1008

5. Modellazione numerica

Visti gli studi di tipo CFD effettuati sui collettori solari ad aria e il loro accordo con i dati sperimentali, è stata presa la decisione di creare un modello numerico di ARETHA per studiarne la fluidodinamica interna e lo scambio di calore, seguendo la procedura degli autori che hanno già studiato questo componente¹.

In questo stadio è necessario:

- Definire la regione di interesse e la sua geometria (creazione del dominio numerico)
- Generare una griglia di discretizzazione (mesh) di buona qualità in modo da ottenere risultati affidabili
- Definire i fenomeni fisici che vogliono essere modellati e quelli che possono essere trascurati (nel caso presente si hanno fenomeni di convezione, conduzione e radiazione)
- Determinare le proprietà del fluido
- Specificare le condizioni al contorno opportune al limite del dominio

Gli articoli affrontano la modellazione trattando il volume d'aria interno al pannello, pertanto anche in questo studio, per questioni di analogia, è stato volutamente ignorato il circuito primario ad acqua, trattando il solo volume di aria contenuta nel pannello.

I dati raccolti su tale circuito (l'energia immagazzinata nel serbatoio di accumulo, le temperature dell'acqua, la portata della pompa idraulica) servono da verifica per la coerenza del modello.

Il programma utilizzato per la creazione della mesh è Mesh modeller della piattaforma Workbench mentre per le simulazioni è stato usato il solutore FLUENT v.14, entrambi della ANSYS Inc.

5.1 Creazione della mesh

Il modello geometrico è stato realizzato in passaggi successivi, partendo dal modello più semplice possibile e aggiungendo i vari dettagli dopo aver verificato che la fluidodinamica non fosse coerente per via dell'approssimazione troppo stringente.

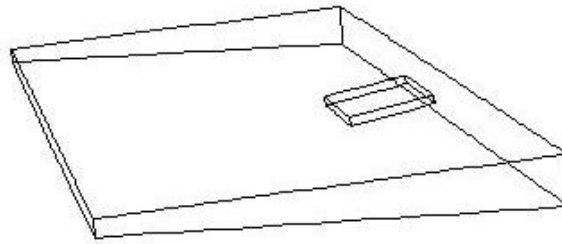


Figura 17: geometria di base del pannello ARETHA usata per la simulazione

Al fine di avere una chiara visione d’inseme, la Figura 18 mostra la successione logica del processo di creazione di una mesh adeguata, indicando le caratteristiche nuove rispetto al modello precedente.

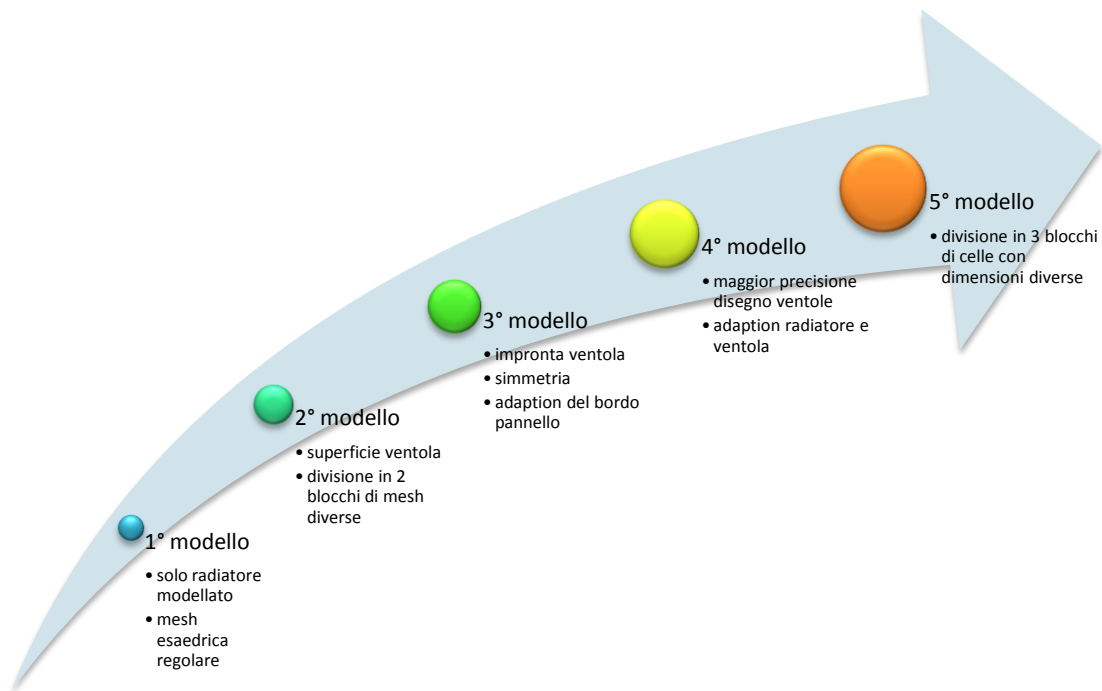


Figura 18: schema concettuale delle fasi successive della creazione della mesh definitiva

Alla base della creazione di tutte le mesh vi è l’ingombro interno del volume d’aria: un parallelepipedo con la sezione laterale a trapezio come osservato dalle misure geometriche.

Inoltre si è deciso di non modellare completamente il radiatore poiché si hanno scarse informazioni riguardo lo scambio termico e la disposizione dei tubi che portano l’acqua (il modello in questione è fuori commercio e non si dispongono di schede tecniche in merito o curve caratteristiche) e il disegno delle singole lamelle (necessarie poiché il passaggio di aria attraverso i piccoli canali creati da queste ultime andrebbe simulato) sarebbe troppo oneroso e richiederebbe uno studio CFD preliminare sullo scambiatore di calore.

Per questi motivi il modello consiste in un sistema in cui le pareti interne del pannello, compresa la copertura, sono di confine con l'esterno, mentre all'interno vi è l'ingombro del radiatore, che è definito come "wall" per le superfici laterali. Sulla superficie superiore invece è definito un ingresso e su quella posteriore l'uscita del sistema: in questo modo si possono ricavare le caratteristiche di scambio termico vigente nel radiatore come differenza delle condizioni di "input" e "output" e confrontarle con l'energia accumulata nel serbatoio che può essere stimata a partire dal calcolo delle temperature e del volume di fluido.

Un'altra semplificazione che è stata stabilita riguarda lo spigolo inferiore del radiatore che appoggia sul fondo del radiatore : se il disegno geometrico per l'analisi numerica ricalcasse esattamente questo spigolo (la cui forma e posizione originale sono mostrati in Figura 8), si avrebbero problemi in fase di discretizzazione del dominio. Essendo l'apice dell'angolo formato tra lo spigolo e il fondo un punto singolare, si avrebbe una formazione di celle con deformazione elevata, ben oltre i valori solitamente accettabili per la convergenza numerica della simulazione in quell'intorno. Si è provveduto pertanto a modificare lo spigolo in un gradino come mostrato in Figura 19, ricordando che la differenza di volume è molto piccola e questa modifica non incide in nessun aspetto caratteristico del sistema (fluidodinamico o termico).

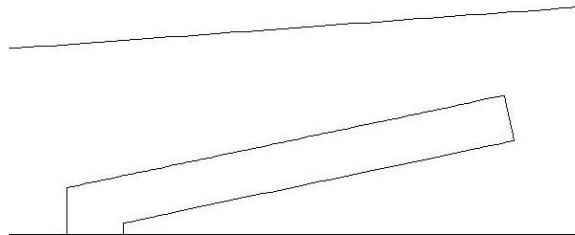


Figura 19: particolare della sezione laterale, dove si può notare la modifica allo spigolo del radiatore

Una volta note le misure, è stato realizzato il modello più semplice: esso consiste nel disegno con tutti gli accorgimenti di base osservati precedentemente e l'imposizione di tutta la superficie superiore del radiatore come "inlet" e tutta quella inferiore come "outlet". Con questo tipo di geometria è possibile ottenere una mesh regolare esaedrica, che è più desiderabile poiché diminuisce il numero di celle e si comporta meglio su un flusso direzionato perpendicolarmente alle facce limitando la presenza di diffusione numerica. Per rendere il pannello suddivisibile in maniera eguale lungo l'asse della larghezza, sono state estruse le superfici laterali del radiatore fino al confine del dominio, in modo che le sezioni perpendicolari all'asse z contenessero la stessa geometria e la stessa suddivisione della superficie (in

Figura 17 viene mostrata la geometria di questo primo modello).

Le simulazioni preliminari di tipo fluidodinamico però hanno mostrato che non è il modello più opportuno poiché imponendo la portata sulla superficie del radiatore, si ha una velo-

cità media nettamente più bassa rispetto alla reale (si ricordi che nel prototipo l'aria passa attraverso la ventola, la cui area di passaggio è minore della superficie del radiatore, pertanto la portata misurata si deve riferire alla stessa area di passaggio per poter dare la velocità corretta). La velocità minore rispetto a quella misurata nella campagna sperimentale non permette di cogliere il reale regime di moto dell'aria. Per questa ragione questo primo modello semplificato è da considerarsi inadeguato.

Una miglioria al modello è stata eseguita creando sulla superficie del radiatore la circonferenza delle ventole. In questo modello è stato identificato come ingresso la sola parte interna alla circonferenza del radiatore, ed è rimasta inalterata l'uscita del sistema. Vista la presenza di due superfici circolari non è più stato possibile avere tutte le celle esaedriche, perciò l'intero dominio è stato diviso in settori e la parte attorno al radiatore è stata modellata con celle di tipo tetraedrico. Anche in questo caso l'analisi fluidodinamica CFD ha permesso di cogliere delle incoerenze nel modello:

- Il flusso di aria uscente devia subito verso l'esterno, ma nella realtà la ventola presenta un cilindro che incanala il flusso di aria verso la direzione assiale, creando una sorta di getto contro la parete. Questo fenomeno non è colto da questa configurazione geometrica
- La superficie di passaggio non tiene conto del mozzo perciò le velocità sono ancora inadeguate, e il modello troppo semplificato
- Il profilo di velocità all'uscita (mostrati in Figura 20) è irrealistico: i massimi di velocità si hanno negli angoli del radiatore, che è una zona dove il flusso è presumibilmente fermo. Dato che le ventole non sono posizionate ai lati del radiatore, ma occupano le zone centrali e il radiatore si comporta come un raddrizzatore di flusso con dei passaggi molto fini (per la presenza delle alettature), è molto difficile che ci sia una velocità non nulla sulla superficie del radiatore al di fuori della zona sotto la ventola.

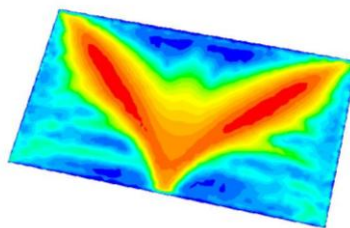


Figura 20: profilo di velocità sulla superficie inferiore del radiatore nel caso in cui tutta questa sia identificata come "outlet". Rosso velocità massima, blu minima

Il modello successivo è stato creato tenendo conto di tutti gli elementi della ventola esclusa la palettatura. È stata disegnata un'impronta delle ventole sulla superficie posteriore del radiatore che è stata definita "outlet" del sistema. Il resto della superficie del radiatore che non è contenuta all'interno della circonferenza delle ventole e delle relative impronte sono definite "wall". È stata creata una superficie a partire dalle circonferenze delle ventole

(l'inlet del sistema) per simulare il bordo esistente nelle ventole del prototipo e un'estrusione dei mozzi delle ventole.

La Figura 21 mostra il nuovo modello nella zona dello scambiatore di calore, che è quello che ha subito cambiamenti sostanziali.

Infine è stata accesa, in corso d'opera, la seconda ventola. Questo ha permesso di osservare una configurazione spiccatamente simmetrica del pannello, e perciò è stato scelto di creare la geometria di una sola metà, per abbassare il numero di celle totali e avere un guadagno in termini di costi computazionali.

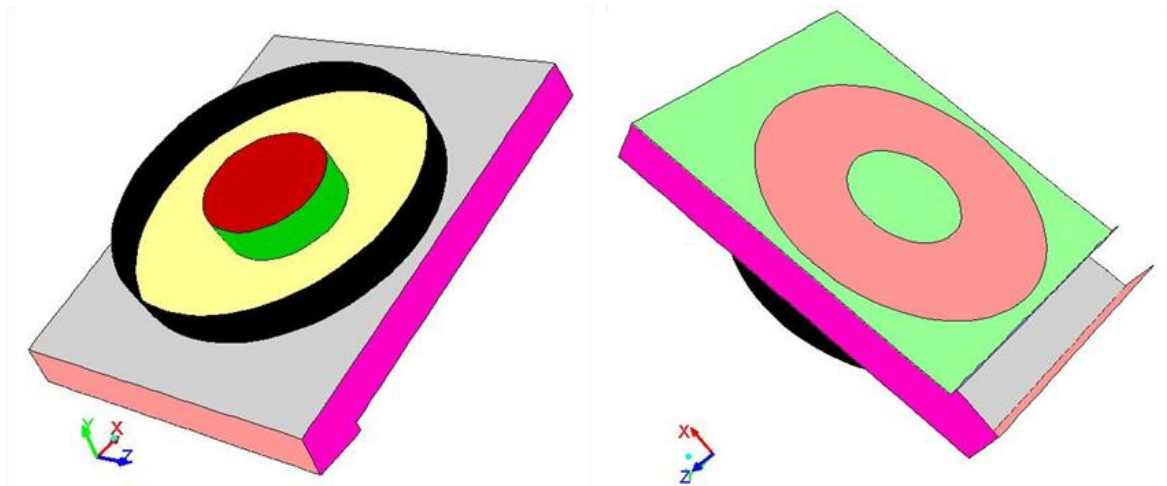


Figura 21: a sinistra geometria del radiatore con il bordo della ventola e il mozzo, a destra si può notare l'impronta della ventola vista dal basso (rosa pallido)

Nonostante questo modello sia il più completo dal punto di vista del disegno del gruppo ventole-radiatore, presenta alcuni limiti radicati nella geometria del sistema, dal momento che le dimensioni delle celle del bordo del dominio non colgono la dinamica dello strato limite e il gradiente di velocità. Di conseguenza, l'equazione di conservazione dell'energia, la quale dipende dal campo di velocità, sarà alterata da un campo di moto non adeguato, e lo scambio termico risultante sottostimato o sovrastimato.

Infatti in prossimità delle pareti le strutture vorticoso turbolente sono molto diverse dal flusso indisturbato: studiando la variazione del numero di Reynolds locale $Re_y = Uy/v$

dove y è la distanza dalla parete, U la velocità indisturbata e v la viscosità cinematica, si trova che vicino alla parete vi è un intervallo di valori di y per i quali Re_y è dell'ordine di 1. Questo significa che nei flussi lungo le pareti esiste una regione molto grande dominata dagli sforzi inerziali, e un sottile strato in prossimità delle pareti dove gli effetti viscosi sono molto importanti.

Lo studio della turbolenza definisce due parametri adimensionali u^+ e y^+ , legati tra loro secondo la legge di parete

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = f\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) = f(y^+)$$

Dove u_τ è la velocità di attrito.

È stato dimostrato che per $y^+ < 5$ vi è una relazione lineare tra la distanza dalla parete e la velocità e perciò questo strato si dice sottostrato viscoso lineare, perché è dominato dagli sforzi viscosi.

Al di là del sottostrato viscoso vi è una regione dove gli effetti viscosi e inerziali sono entrambi rilevanti e i due parametri adimensionali sono uniti da una relazione logaritmica.

Ancora più lontano dalla parete gli effetti inerziali sono predominanti.

Per tali motivi trascurare gli sforzi viscosi e il moto nel substrato viscoso comporta alterazioni marcate nel moto del fluido e può portare a bilanci di massa, momento della quantità di moto ed energia non corretti.

Secondo la teoria è necessario quindi avere in prossimità di parete delle celle di altezze tali per cui y^+ in parete ≈ 1 per rappresentare adeguatamente i profili di velocità.

Dalla prima simulazione fluidodinamica è risultato che le altezze di cella in parete sono troppo elevate per quest'ultimo modello, e l'altezza richiesta per la prima cella di parete debba essere dell'ordine di 0,2 mm, pertanto si è proceduto con un'ulteriore modifica della mesh includendo la presenza di uno strato di celle di piccolo spessore lungo le pareti.

Lo strato di celle a parete è stato ottenuto mediante il comando "inflation" nel programma di creazione della mesh: inserendo gli opportuni valori è possibile avere un numero a scelta di strati di celle, di altezza crescente man mano che ci si distanzia dalla parete.

Il sistema definitivo (in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**) che è stato usato per le simulazioni numeriche è formato da 1'464'022 celle ed è un modello

- Simmetrico
- Con superfici di spessore nullo per ventola, bordo della ventola e impronta sottostante al radiatore

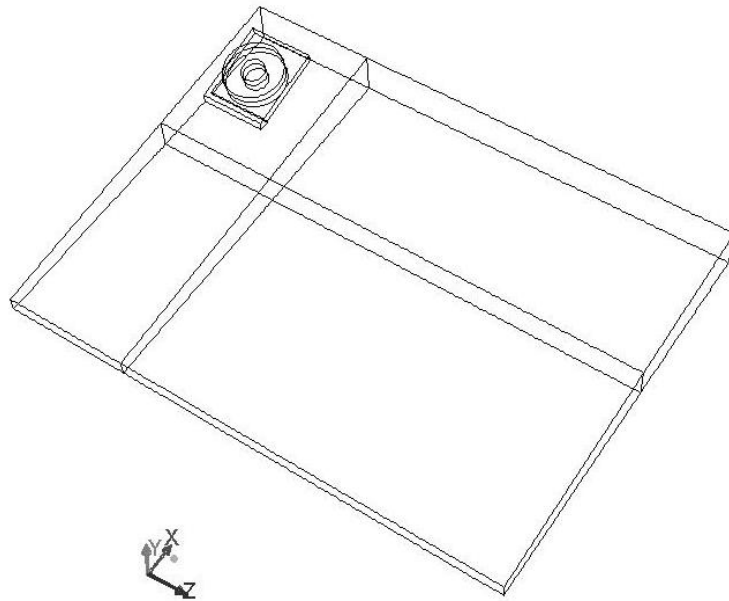


Figura 22: geometria definitiva della mesh usata per le simulazioni

- Con trattamento di parete di 5 strati con un fattore di aumento dello spessore del 25% applicato alle pareti esterne e a tutte le superfici di ventola e radiatore
- Con divisione in più settori per creare una zona intorno al radiatore di celle di piccole dimensioni, una zona esterna con celle più lasche e regolare, e una zona di raccordo tra le due (la Figura 23 mostra la divisione della superficie della copertura e le tre zone).

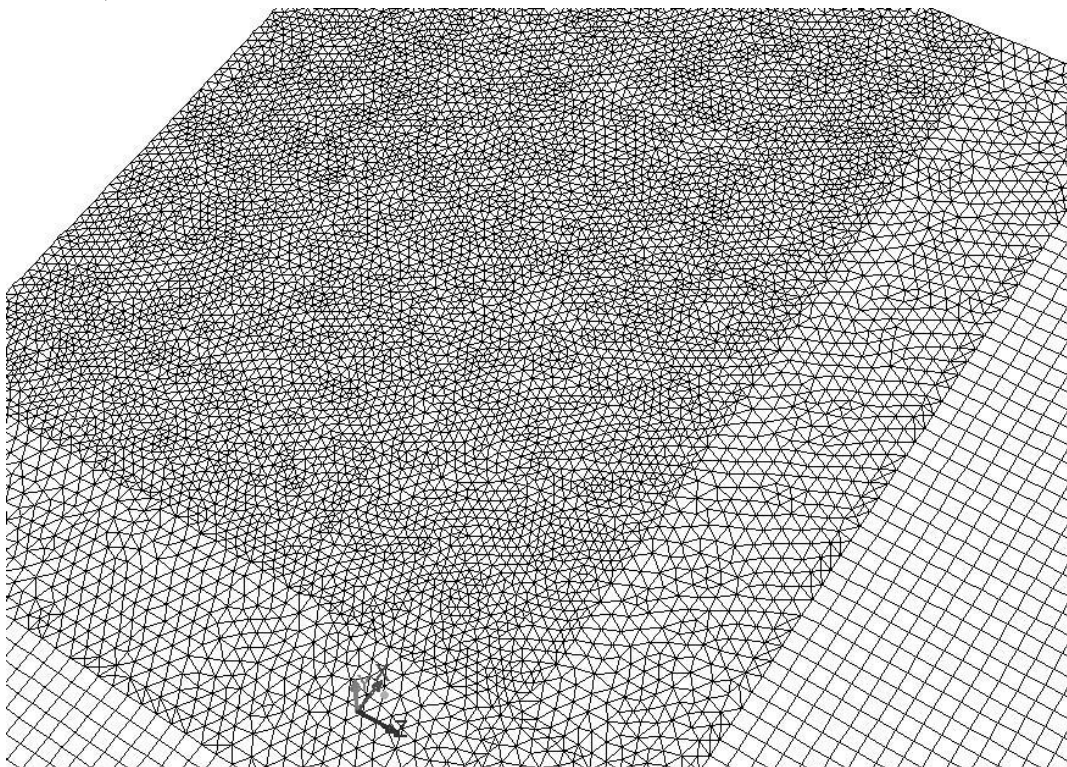


Figura 23: discretizzazione della copertura. Si notano le zone con celle di dimensioni crescenti

- Skewness massima 0,852068
- Volume minimo di cella $1,773089 \cdot 10^{-10} \text{ m}^3$
- Volume massimo di cella $6,256296 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$

La Figura 24 e mostra invece la suddivisione della sezione laterale nella zona regolare e-
saedrica e lo strato di celle in parete.

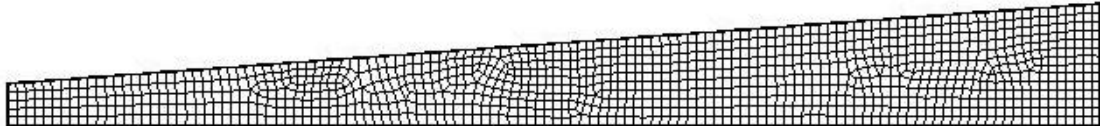


Figura 24: mesh della superficie laterale

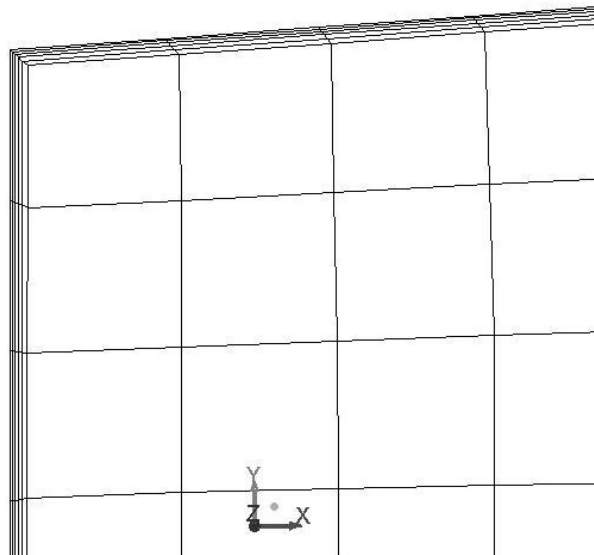


Figura 25: ingrandimento della Figura 24 che mostra il trattamento di parete

5.2 Scelta del modello di turbolenza

Per la descrizione dei modelli di turbolenza e di radiazione si è fatto riferimento al manuale di Fluent e al libro di testo “An Introduction to Computational Fluid Dynamics”²⁶.

Al fine di studiare nella maniera più adeguata possibile il regime di moto vigente all’interno del pannello ARETHA bisogna individuare il modello di turbolenza che meglio rappresenta il flusso reale.

Dato lo scarso interesse ingegneristico nel conoscere le singole fluttuazioni turbolente o i singoli vortici formati, ma volendo conoscere gli effetti che la turbolenza ha sul moto medio del flusso e sullo scambio termico, sono stati scelti dei metodi appartenenti alla categoria di equazioni RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) a due equazioni: k-ε standard, k-ε RNG e k-ω SST, e un modello a quattro equazioni: il v²-f, ricalcando la scelta dei precedenti autori.

I modelli RANS si propongono di risolvere le equazioni di Navier-Stokes, che governano il moto di un fluido, mediante un'operazione di media nel tempo e una scomposizione della grandezza in una parte fissa e una oscillante.

$$u(\vec{x}; t) = U(\vec{x}) + u'(\vec{x}; t)$$

Uno degli aspetti caratteristici della turbolenza è quello di avere vortici con un range di scale spaziali e temporali molto ampio. Filtrando le scale temporali si ottengono delle equazioni di trasporto della massa, quantità di moto e energia mediate, a discapito di una aggiunta di alcuni termini (gli sforzi di Reynolds) che sono il risultato dell'operazione di media temporale.

Il sistema da risolvere prevede due ulteriori equazioni di trasporto, diverse a seconda del metodo RANS in questione.

Di seguito è riportato il sistema di equazioni di Navier-Stokes mediate dette URANS, in cui permane la derivata rispetto al tempo.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \mathbf{U}) = 0$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}U)}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}U\mathbf{U}) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad } U) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'^2})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho u'w'})}{\partial z} \right] + S_{Mx}$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}V)}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}V\mathbf{U}) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad } V) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'v'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v'^2})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial z} \right] + S_{My}$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}W)}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}W\mathbf{U}) = \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad } W) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'w'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v'w'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho w'^2})}{\partial z} \right] + S_{Mz}$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\Phi)}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\Phi\mathbf{U}) = \text{div}(\Gamma_\Phi \text{grad } \Phi) + \left[-\frac{\partial(\overline{\rho u'\phi'})}{\partial x} - \frac{\partial(\overline{\rho v'\phi'})}{\partial y} - \frac{\partial(\overline{\rho w'\phi'})}{\partial z} \right] + S_\Phi$$

5.2.1 modello k-ε standard

Questo modello è basato sulla scrittura di due equazioni del trasporto per l'energia cinetica turbolenta (k) e per il suo tasso di dissipazione (ε), per definire rispettivamente una scala di velocità e una di lunghezza come

$$\vartheta = k^{1/2}; l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

Applicando l'analisi dimensionale risulta

$$\mu_t = C_\mu \rho \vartheta l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Dove C_μ è una costante adimensionale.

Il modello usa le seguenti equazioni del trasporto per k e ε :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

L'equazione del trasporto della dissipazione di energia turbolenza contiene dei termini non misurabili; Launder e Spalding (1974) hanno proposto dei valori che possano ben approssimare una vasta gamma di casistiche reali:

$$C_\mu=0,09; \sigma_k=1; \sigma_\varepsilon=1,3; C_{1\varepsilon}=1,44; C_{2\varepsilon}=1,92$$

Questo modello numerico ha il vantaggio di essere uno dei più semplici modelli di turbolenza per cui sono richieste solo le condizioni al contorno e iniziali, inoltre è uno dei modelli più validati e stabili nella computazione, poiché dà ottimi risultati per la maggior parte dei flussi di rilievo industriale.

Per contro ha delle basse prestazioni in caso di alcuni flussi non confinati, flussi con sforzi aggiuntivi, flussi rotanti e flussi con anisotropia degli sforzi di Reynolds normali.

5.2.2 modello k-ε RNG

Il modello k-ε RNG (ReNormalization Group), sviluppato da Yakhot e Orszag, è stato derivato utilizzando la teoria statistica del gruppo di rinormalizzazione. Sostanzialmente il modello è molto simile al modello k-ε standard, ma presenta delle aggiunte che lo rendono più raffinato:

- Ha un termine aggiuntivo nell'equazione del trasporto della dissipazione di energia turbolenta che aumenta l'accuratezza dei flussi con sforzi che cambiano rapidamente
- L'effetto di formazione dei vortici in turbolenza è incluso nel modello, il che rende maggiormente accurata la predizione di un flusso vorticoso

- Utilizza una formula analitica per l'espressione del numero di Prandtl turbolento invece che un valore costante
- Tiene conto di flussi a basso Reynolds tramite un'espressione della viscosità effettiva derivata analiticamente

Queste ulteriori peculiarità lo rendono adatto a risolvere il moto di una classe più ampia di flussi, tra cui i flussi assial-simmetrici o caratterizzati da vortici.

5.2.3 modello k- ω SST (Shear Stress Transport)

Anche questo modello aggiunge due equazioni del trasporto al sistema di equazioni di Navier-Stokes, ma a differenza dei precedenti, al posto dell'equazione del trasporto in ϵ aggiunge un'equazione del trasporto per la grandezza ω (frequenza di turbolenza), definita come $\omega = \epsilon/k$; infatti è possibile determinare la scala di lunghezza l anche attraverso ω .

La sua formulazione è molto simile al caso k- ω standard, ma differisce nella transizione graduale dal modello k- ω vicino alla parete, al k- ϵ nella zona con turbolenza sviluppata, e nella formulazione di una viscosità turbolenta modificata per tener conto del trasporto dei principali sforzi di taglio.

Queste modifiche lo rendono più accurato rispetto al modello k- ϵ standard per molte classi di flussi, ad esempio flussi con gradienti di pressione avversi, profili aerodinamici e onde d'urto transoniche.

5.2.4 modello v^2 -f

Il modello v^2 -f è molto simile al modello k- ϵ standard, ma si avvale dell'uso di due equazioni aggiuntive, e l'inclusione dell'effetto di anisotropia turbolenta vicino alla parete e gli effetti degli sforzi di pressione non locale. È un generale modello di turbolenza per bassi numeri di Reynolds, valido fino alle pareti solide, perciò non necessita del supporto delle funzioni di trattamento a parete.

Il modello originale è stato sviluppato per strati limite attaccati o moderatamente separati, ma si adatta con buona accuratezza anche per flussi dominati da separazione.

La differenza principale con il modello k- ϵ standard sta nell'uso della scala di velocità $\overline{v^2}$ invece della energia cinetica turbolenta per la valutazione della viscosità vorticosa.

5.3 Modelli di radiazione

I pannelli solari ad aria sono costruiti con un design e un dimensionamento tali da esaltare il fenomeno della radiazione solare e convertirla in energia accumulata nel flusso di aria.

Infatti la colorazione nera della superficie interna è volta allo scopo di migliorare i parametri ottici di assorbimento e emissione per trasferire all'aria la quota più elevata di energia, la copertura invece deve avere caratteristiche di trasmissione delle onde luminose e una discreta resistenza termica per non dissipare il calore all'interno del pannello.

Per questo motivo la modellazione del pannello in esame non può trascurare la radiazione e la sua modellazione, per una corretta previsione del comportamento globale del pannello.

All'interno del programma utilizzato per lo studio fluidodinamico è possibile scegliere tra diversi modelli di radiazione:

- Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)
- Modello P-1
- Modello di radiazione di Rosseland
- Modello "surface-to-surface" (S2S)
- Modello DO (Discrete Ordinates)

5.3.1 Modello DTRM

Il modello DTRM è relativamente semplice ed è possibile aumentare l'accuratezza aumentando il numero di raggi, si applica a molti spessori ottici ma ha le seguenti limitazioni:

- Tutte le superfici sono assunte come diffuse
- Non è incluso il fenomeno dello scattering
- L'implementazione assume radiazione grigia
- La risoluzione dei casi con numero di raggi elevati è costosa in termini computazionali
- Non è compatibile con interfacce non conformi
- Non è compatibile con processori in parallelo

5.3.2 Modello P-1

Il modello P-1 può essere applicato con geometrie complesse, coordinate curvilinee e include gli effetti di scattering. È indicato per problemi di combustione con spessori ottici elevati. Tuttavia anche per questo modello bisogna tener conto di alcune criticità:

- Le superfici sono supposte diffuse
- L'implementazione usa un modello di banda grigia
- Se lo spessore ottico è modesto potrebbe esserci una perdita di accuratezza
- Il modello tende a sovrastimare il flusso radiativo da sorgenti di calore

5.3.3 Modello Rosseland

Il modello di Rosseland è molto più rapido nella computazione e richiede meno memoria per la soluzione in confronto al modello P-1 , ma è raccomandabile con spessori ottici elevati e non compatibile con il metodo “density based solver”.

5.3.4 Modello S2S

Il modello S2S invece è indicato per studiare la radiazione con mezzi non partecipanti, e presenta delle tempistiche minori anche se il calcolo dei fattori di vista richiesto per questo modello è dispendioso dal punto di vista computazionale e cresce all’aumentare delle superfici.

Il modello assume:

- Superfici diffuse
- Radiazione grigia

Inoltre sono presenti le seguenti limitazioni:

- Non può essere usato per modellare mezzi partecipanti
- Non è compatibile con condizioni al contorno periodiche
- Il metodo “hemicube view factor” non può essere usato con condizioni al contorno simmetriche
- Non supporta “adaption” della mesh

5.3.5 Modello DO

Infine il metodo DO risolve l’equazione del trasporto della radiazione mediante la suddivisione della sfera di tutte le possibili direzioni in un numero finito di angoli solidi. Ogni angolo solido sottende una superficie che a sua volta è suddivisa in più parti. Questo modello risolve un’equazione del trasporto per ogni direzione dell’angolo solido discretizzato, in maniera analoga alle altre equazioni del trasporto.

L’equazione del trasporto della radiazione nel caso di radiazione grigia è:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}; \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s) \cdot I(\vec{r}; \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}; \vec{s}')\phi(\vec{s}; \vec{s}')d\Omega'$$

È possibile risolvere casi con differenti spessori ottici, casi di combustione, e casi di superfici semitrasparenti.

I costi computazionali e la richiesta di memoria sono modesti per discretizzazioni tipiche degli angoli solidi.

È possibile modellare casi di radiazione grigia e non grigia, specificando il coefficiente di assorbimento variabile gradualmente all'interno dello spettro, anche se non è possibile modellare casi come il diossido di carbonio ad esempio, che manifestano un'emissione e un assorbimento solo a specifiche lunghezze d'onda. È possibile includere gli effetti di scattering, anisotropia, superfici semitrasparenti e effetti di particolato. L'emissione è supposta costante per tutto il campo spettrale.

Per il presente studio è stato preso in considerazione questo metodo di radiazione poiché si adatta particolarmente, ha un costo computazionale relativamente ridotto ed è possibile approssimare, tramite un flusso imposto dal fondo, il comportamento da corpo nero della superficie, che è la migliore assunzione per il fondo del pannello poiché l'emissività e l'assorbimento di una superficie metallica verniciata di nero è superiore al 95% (Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine "Fundamentals of heat and mass transfer").

La radiazione incidente sulla copertura, viene in parte trasmessa, in parte riflessa e in parte assorbita. La parte riflessa lascia la superficie senza intervenire con il collettore, il resto della potenza incidente interagisce con il sistema. Si assume che la quota totale entrante nel sistema sia la quota trasmessa, trascurando che la parte assorbita in realtà viene in parte trasmessa verso il sistema e in parte dispersa verso l'esterno, poiché il coefficiente di assorbimento del policarbonato è basso (9% da schede tecniche), e questa risulta un'operazione cautelativa.

La parte netta entrante dalla copertura, data la presenza di una superficie assimilabile a corpo nero e un mezzo che non assorbe radiazione (il coefficiente di assorbimento dell'aria è nullo), viene assorbito completamente dal fondo e dalle superfici laterali, trasmesso per conduzione e convezione al fluido, e in parte emesso fino a giungere di nuovo sulla copertura, che aumenta la propria temperatura fino a un equilibrio che bilanci la quota dispersa verso l'esterno per convezione e radiazione, e quella entrante nel sistema sempre a causa degli stessi fenomeni.

Grazie a queste assunzioni si può trattare il flusso termico come se fosse originato dalla superficie del fondo del pannello, e lasciare attivato il modello di irraggiamento per gli scambi radiativi conseguenti all'imposizione di tale flusso.

5.4 Altre assunzioni di base e condizioni al contorno

Per l'aria si assume che la densità sia costante poiché si stima che la differenza tra considerare o meno la densità in funzione della temperatura sia trascurabile, inoltre sono stati usati i valori in condizioni standard: non è stato usato un valore corrispondente a una temperatura media poiché, non avendo a priori una conoscenza della distribuzione di temperature interna al pannello, usare un valore medio non corrispondente alla effettiva media pesata sul-

la massa delle temperature in tutto il pannello provocherebbe un errore dello stesso ordine di grandezza dell'errore commesso assumendo valori relativi alle condizioni standard.

È stata portata a termine a posteriori una simulazione che prevede la definizione dell'aria come gas ideale e quindi con densità variabile in funzione della temperatura. Sono state monitorate alcune grandezze rappresentative del sistema e confrontate con quelle del caso a densità costante e i risultati (mostrati in **Errore. L'autoriferimento non è valido per un segnalibro.**) dimostrano che trascurare la comprimibilità dell'aria provoca differenze irrilevanti. Confermata la ridotta influenza sui risultati si è utilizzata la formulazione con densità costante per il vantaggio di poter disaccoppiare la risoluzione delle equazioni dell'energia e della quantità di moto diminuendo così i costi computazionali.

Tabella 5: scarto tra il caso k-ε standard a densità costante e quello che assume aria come gas ideale

Parametro monitorato	Unità di misura	Differenza
Velocità outlet pesata sull'area	m/s	1,6%
Pressione inlet pesata sull'area	Pa	-5,5%
Massima velocità	m/s	3,6%
Temperatura outlet pesata sull'area	K	0,1%
Potenza disponibile all'uscita	W	-0,4%

Di seguito sono riportate le caratteristiche dei materiali inseriti nel database di FLUENT e usate per la simulazione numerica (dati estratti dalle schede tecniche dei materiali):

Tabella 6: tabella delle caratteristiche termofisiche impiegate nella simulazione

	Aria	Policarbonato	Parete isolante
Densità (kg/m ³)	1,225	136	80
Conduttività termica (W/(m K))	0,0242	0,032	0,03777
Calore specifico a pressione costante (J/(kg K))	1006,43	1200	840
Viscosità (kg/(m s))	1,7894 E-5	-	-
Coefficiente di assorbimento (1/m)	0	0	0
Coefficiente di scattering (1/m)	0	0	0
Indice di rifrazione	1	1	1

Per quanto riguarda l'imposizione delle condizioni al contorno, è stato fatto riferimento ai dati monitorati del 31 dicembre 2013, disponibili in Tabella 4, per l'aria esterna, l'aria in uscita dalla ventola e l'irraggiamento.

Le caratteristiche ottiche medie del policarbonato trovate nelle schede tecniche disponibili commercialmente indicano una frazione riflessa del 25%, una assorbita del 9% e una trasmessa del 66%.

Sul fondo è stato imposto un coefficiente di emissione unitario e un flusso costante e entrante nel dominio di $524,9 \text{ W/m}^2$, che è il risultato di un valore misurato di $795,31 \text{ W/m}^2$ decurtato del 34% di quota riflessa e assorbita.

Le condizioni al contorno imposte per il modello base sono di pareti adiabatiche (la pareti sono ben isolate), tranne per la copertura, che ha come impostazioni al contorno quelle della Tabella 7.

Tabella 7: tabella delle condizioni al contorno per la copertura

Tipo di condizione al contorno	wall	
Materiale	policarbonato	
Coefficiente di scambio termico convettivo	10	$\text{W/m}^2\text{K}$
Temperatura esterna di flusso indisturbato	281,98	K
Emissività esterna	1	-
Temperatura radiativa esterna	280	K
Spessore di parete	0,016	m
Frazione diffusa	1	-
Tipo superficie	opaca	

Una volta che il flusso termico totale è stato decurtato della parte riflessa si può, per semplicità, assumere superficie opaca.

Le condizioni di ingresso nel dominio in corrispondenza della ventola sono di tipo “velocity-inlet” come indicato nella Tabella 8.

Tabella 8: condizioni al contorno per la ventola

Tipo di condizione al contorno	Velocity-inlet	
Velocità normale alla superficie	4,2	m/s
Intensità di turbolenza	3 %	$I = 0,16 (\text{Re}_{D_h})^{-\frac{1}{8}}$ da manuale
Diametro idraulico	0,177	m ($D_h = \frac{4A}{P}$)
Temperatura in ingresso	313,53	K
Emissività interna	1	-

Le condizioni di uscita sono mostrate nella Tabella 9.

Tabella 9: tabella delle condizioni al contorno per l'impronta ventola

Tipo di condizione al contorno	Pressure-outlet	
Pressione relativa	0	Pa
Intensità turbolenta back flow	4%	-
Diametro idraulico di back flow	0,177	m
Temperatura di back flow	313,53	K
Emissività	1	-

Infine è stata attivata l'inclusione degli effetti della gravità con un'inclinazione del fondo pari a quella effettiva, cioè 60° sull'orizzontale.

6. Analisi dei risultati e validazione del modello

6.1 analisi preliminare di sensitività turbolenta

Sono state effettuate delle simulazioni solo fluidodinamiche al fine di verificare la coerenza dei modelli di turbolenza adottati.

Sono stati analizzati i casi k-ε standard, k-ε RNG, k-ω SST negli approcci stazionario e non stazionario per poter evidenziare eventuali differenze e valutare quale approccio è più affidabile.

Dal calcolo del numero di Reynolds all'ingresso del dominio, riferito alla ventola si evince che

$$Re_{inlet} = \frac{\rho v D_h}{\mu} = 50949$$

Il valore elevato che garantisce la piena turbolenza del flusso in uscita dalla ventola e la configurazione che prevede la copertura a breve distanza dall'uscita dell'aria dalla ventola, determinano la formazione di vortici e produzione di turbolenza: è necessario riuscire a sviluppare il moto del flusso in maniera adeguata in tutte le celle, altrimenti la soluzione potrebbe divergere o comunque non essere rappresentativa del caso fisico. Per questi motivi è stata seguita una procedura unica per tutti e tre i modelli di turbolenza che consiste in:

- Imporre una velocità molto più bassa della reale all'ingresso (2 m/s) al primo ordine
- Una volta raggiunta la stabilità dei residui e di alcuni parametri monitorati (la pressione in ingresso pesata sull'area e la velocità media pesata sull'area in uscita), incrementare la velocità a 3 m/s
- Ancora una volta stabilizzati i residui e i parametri monitorati passare alla velocità effettiva
- Stabilizzato il primo ordine passare, per una maggiore accuratezza della soluzione, al secondo ordine
- Per i casi non stazionari è stata presa la soluzione al secondo ordine stazionaria, ed è stata cambiata la tipologia di simulazione da stazionaria a non stazionaria, con le seguenti impostazioni:

La Tabella 10 riassume le impostazioni considerate nelle simulazioni:

Tabella 10: impostazioni numeriche delle simulazioni fluidodinamiche

	1° ordine stazionario	2° ordine stazionario	Non stazionario
Accoppiamento pressione-velocità	SIMPLE	SIMPLE	PISO
Discretizzazione pressione			
Momento	First order upwind	Second order upwind	Second order upwind
Gradiente			
k,ε,ω	First order upwind	Second order upwind	Second order upwind
Discretizzazione temporale	-	-	Bounded second order implicit
Time step	-	-	0,001
Iterazioni massime per time step	-	-	15

Il confronto dei risultati ottenuti ha permesso di evidenziare che i casi stazionari presentano residui maggiori e stabilità inferiore dei parametri monitorati, pertanto si è ritenuto più opportuno l'adozione dei soli casi non stazionari nei diversi modelli di turbolenza.

Di seguito sono riportati i risultati principali dell'analisi fluidodinamica che mostrano come i risultati si discostino poco tra loro e siano coerenti:

Tabella 11: tabella dei risultati fluidodinamici

		k-ε STD unsteady	k-ε RNG unsteady	k-ω SST unsteady
velocità outlet pesata sull'area	m/s	8,81	9,41	9,60
pressione inlet pesata sull'area	Pa	109,3	118,9	114,6
velocità piano simmetria pesata sull'area	m/s	5,20	6,02	6,29
max velocità	m/s	12,00	11,9	12,56

Per quanto riguarda la differenza tra i modelli di turbolenza si può notare che il modello k-ε standard ha un comportamento molto più stabile per la convergenza, ma non nota molti dei vortici formati dal fluido (come già previsto dalla letteratura e espresso al capitolo 5.2), che vengono invece evidenziati dal modello k-ε RNG e k-ω SST.

Tutti i modelli invece evidenziano due zone stagnanti negli angoli del pannello, e la presenza di aria praticamente ferma per la zona centrale del dominio, come si può vedere dal profilo di velocità di Figura 26, Figura 27 e Figura 28, e dalle pathlines in Figura 29, Figura 30 e Figura 31.

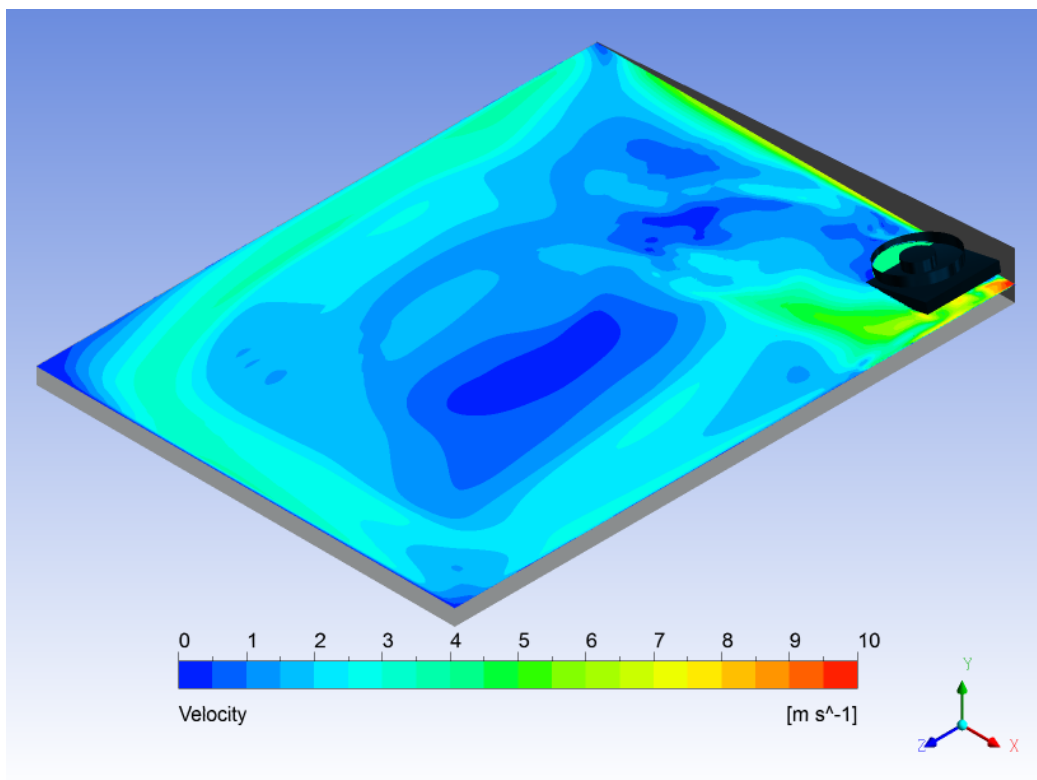


Figura 26: profilo di velocità di un piano parallelo al fondo (caso k- ϵ RNG)

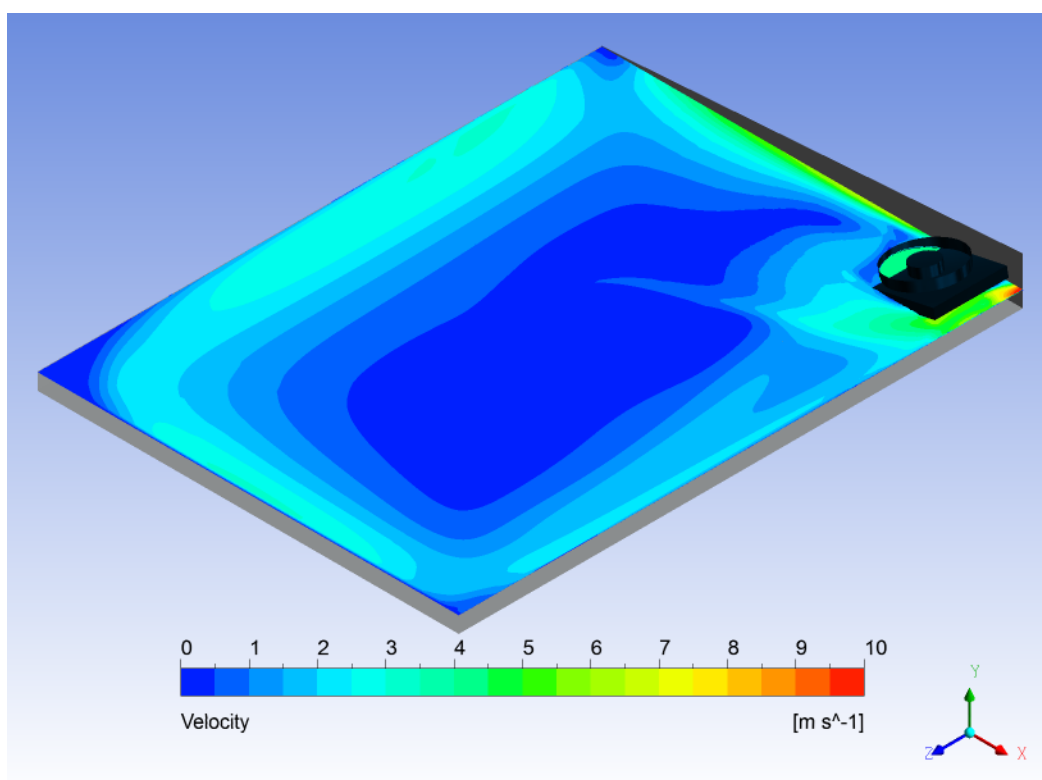


Figura 27: profilo di velocità di un piano parallelo al fondo (caso k- ϵ standard)

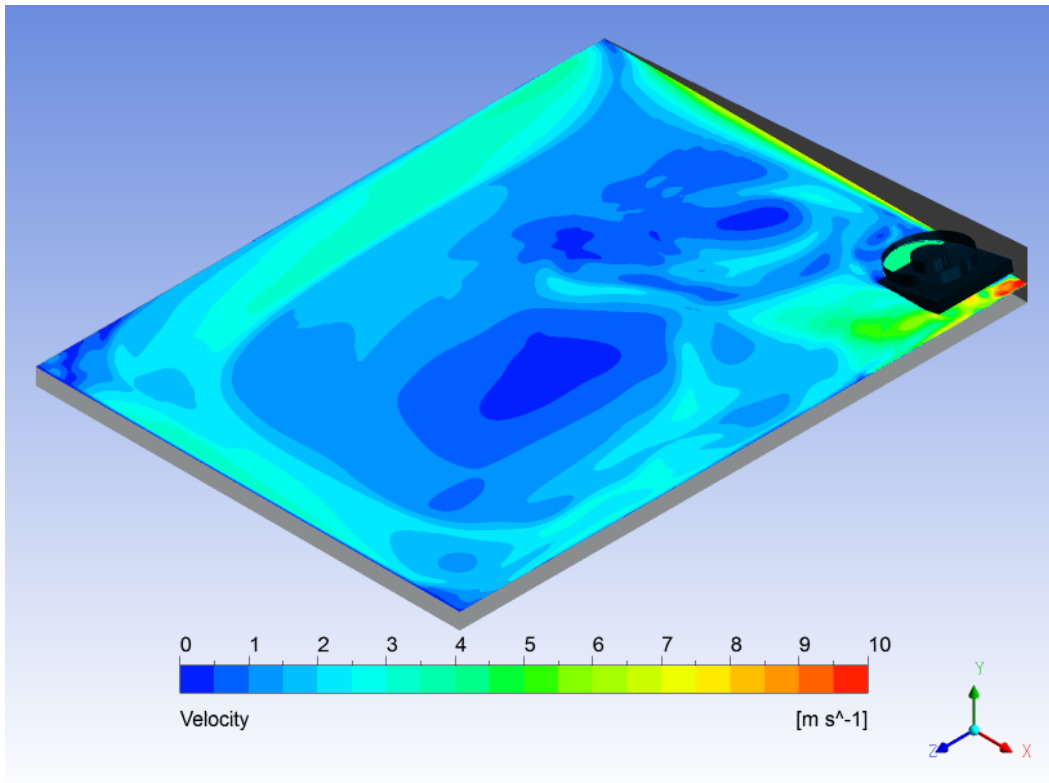


Figura 28: profilo di velocità di un piano parallelo al fondo (caso $k-\omega$ SST)

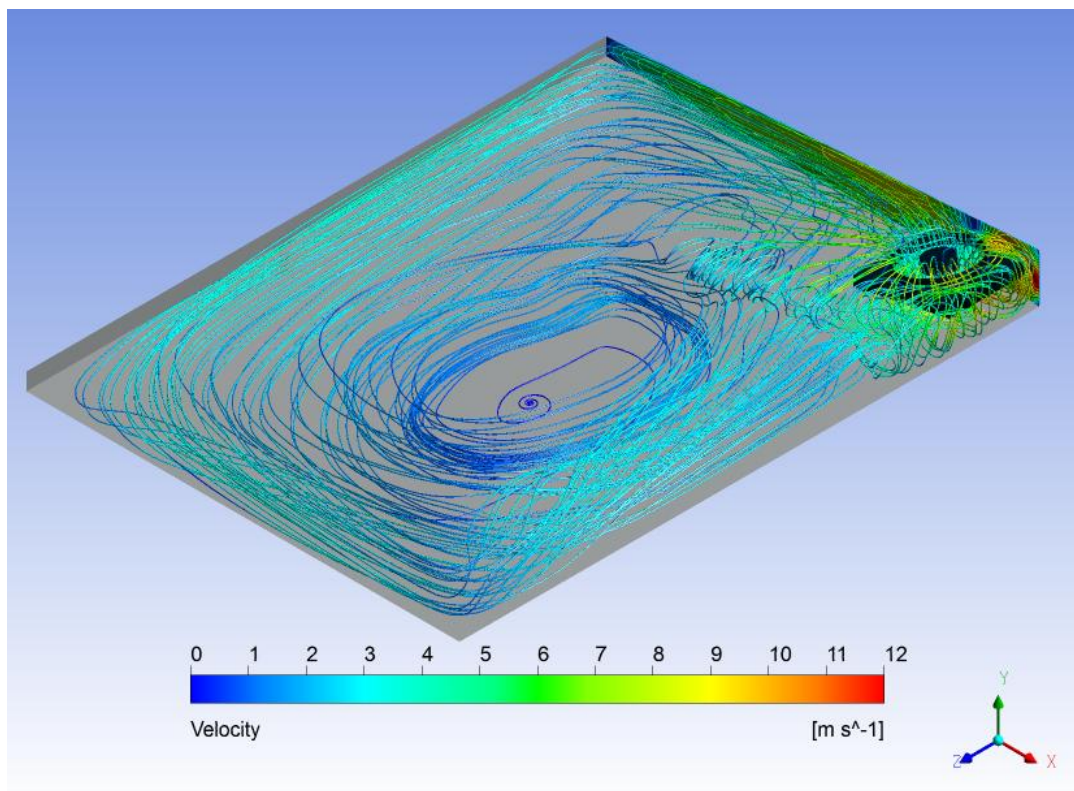


Figura 29: pathlines del caso $k-\epsilon$ RNG

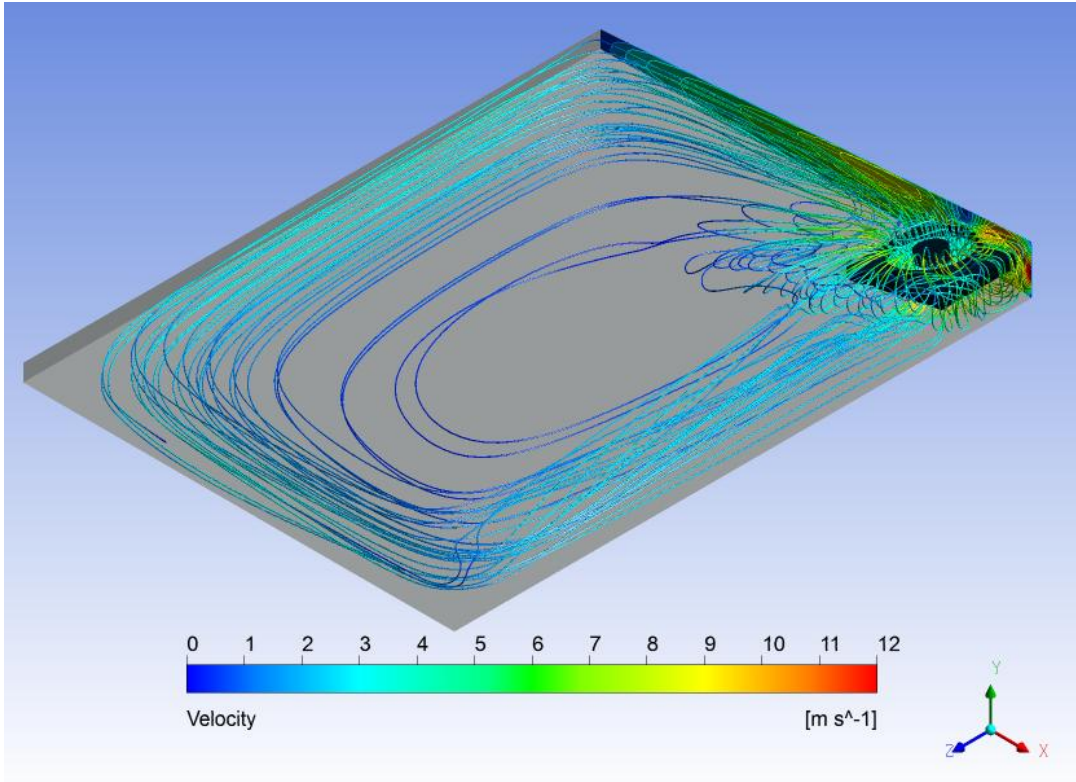


Figura 30: pathlines del caso k- ϵ standard

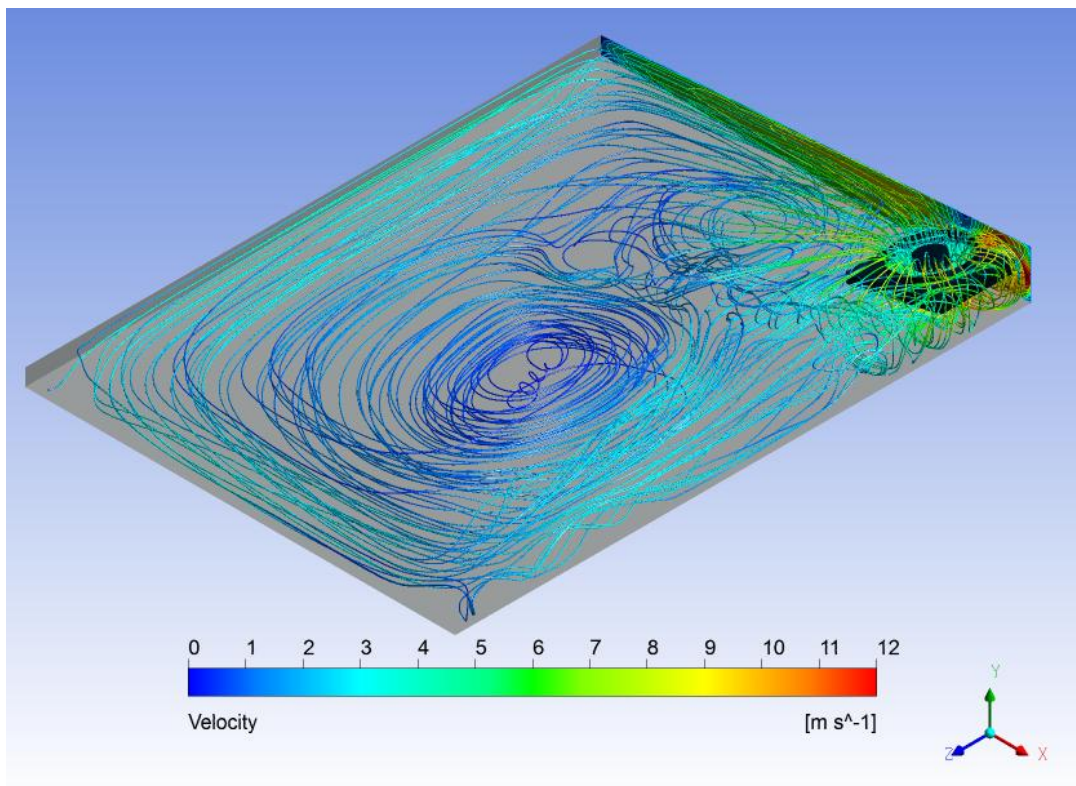


Figura 31: pathlines del caso k- ω SST

Un altro particolare che si può osservare dalle pathlines è la presenza di un ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (si veda Figura 32, Figura 33 e Figura 34): in questa zona infatti lo spessore d'aria è molto limitato e gli attriti a parete rallentano notevolmente il flusso fino a arrestarlo quasi del tutto, creando strati limite di dimensioni confrontabili con lo spessore totale. Si ha quindi una ventola con una zona non attiva per il passaggio di aria, a causa della configurazione sfavorevole. Per il disegno di una futura ottimizzazione si dovrà perciò tenere conto di questa circostanza.

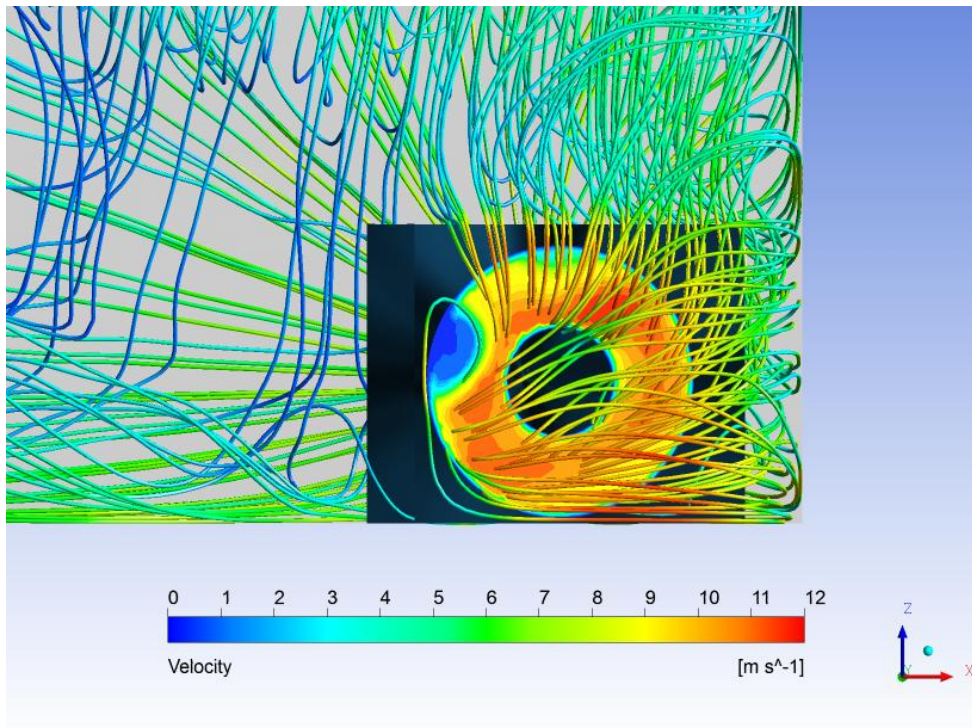


Figura 32: vista dal basso del radiatore con pathlines in uscita dal dominio e profilo di velocità all'uscita. Si può osservare il ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (caso k-ε RNG)

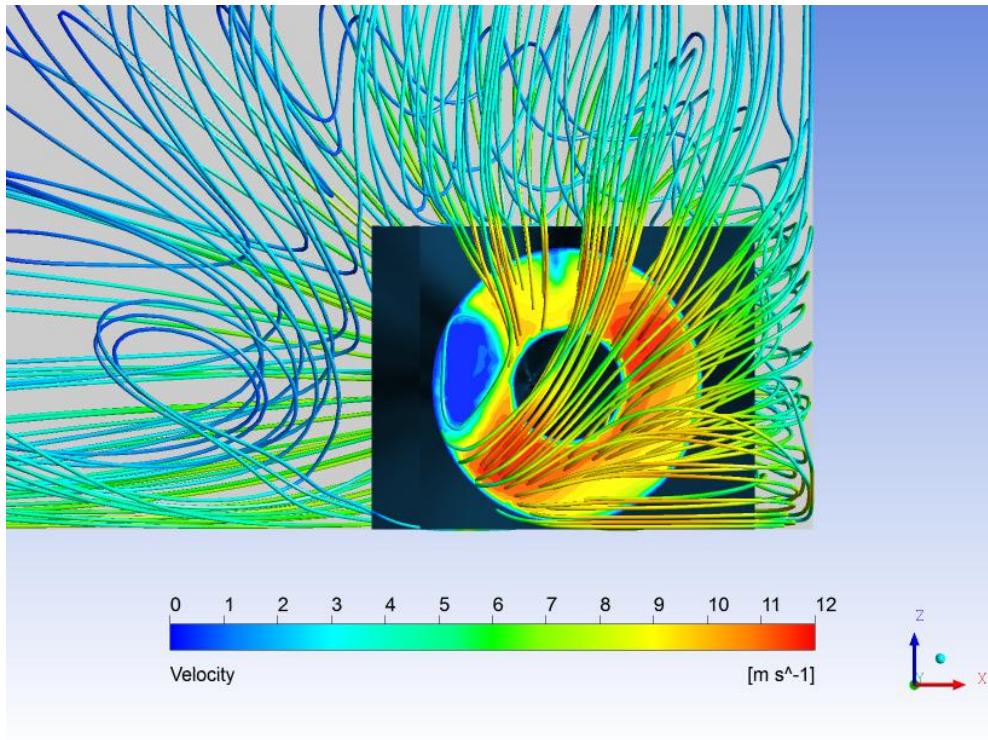


Figura 33: vista dal basso del radiatore con pathlines in uscita dal dominio e profilo di velocità all'uscita. Si può osservare il ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (caso k-ε standard)

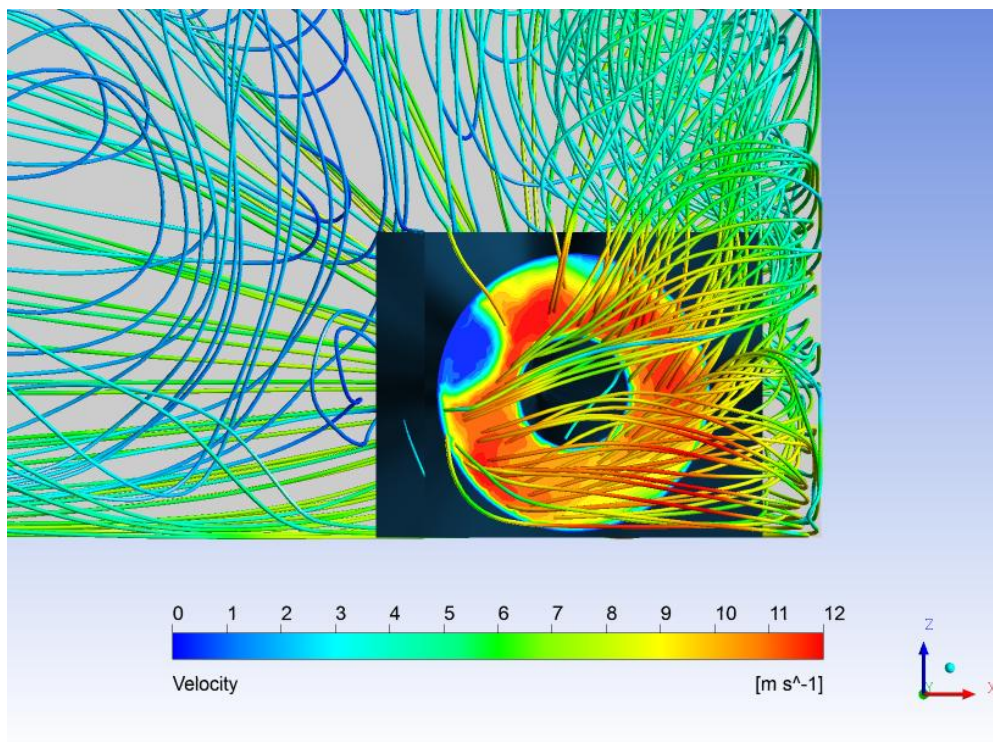


Figura 34: vista dal basso del radiatore con pathlines in uscita dal dominio e profilo di velocità all'uscita. Si può osservare il ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (caso k-ω SST)

Guardando con vista dall'alto in prossimità della ventola invece è possibile osservare le traiettorie di uscita dell'aria dalla ventola (Figura 35, Figura 36 e).

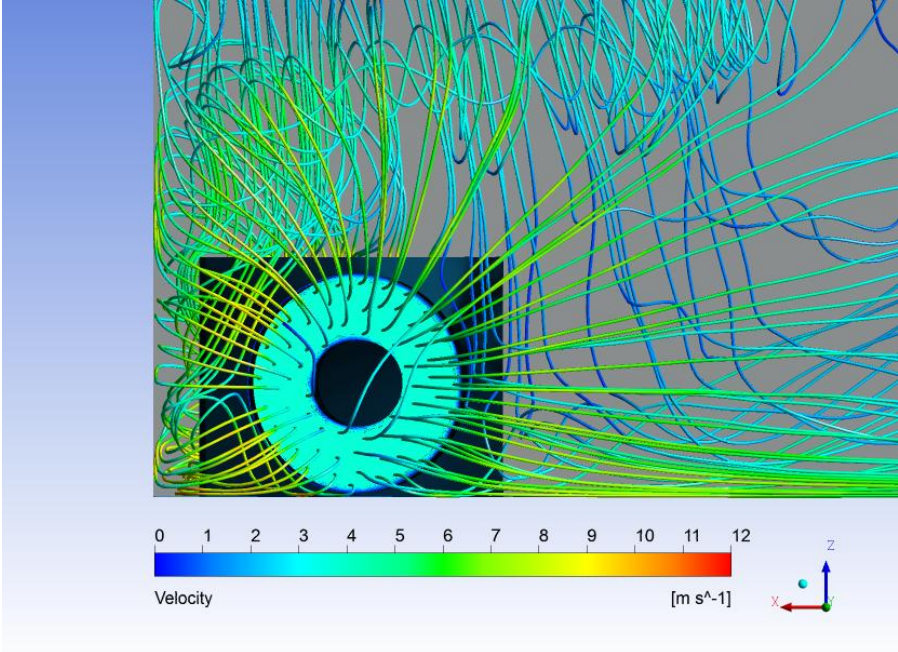


Figura 35: pathlines in uscita dalla ventola e profilo di velocità in corrispondenza della ventola (caso k-ε RNG)

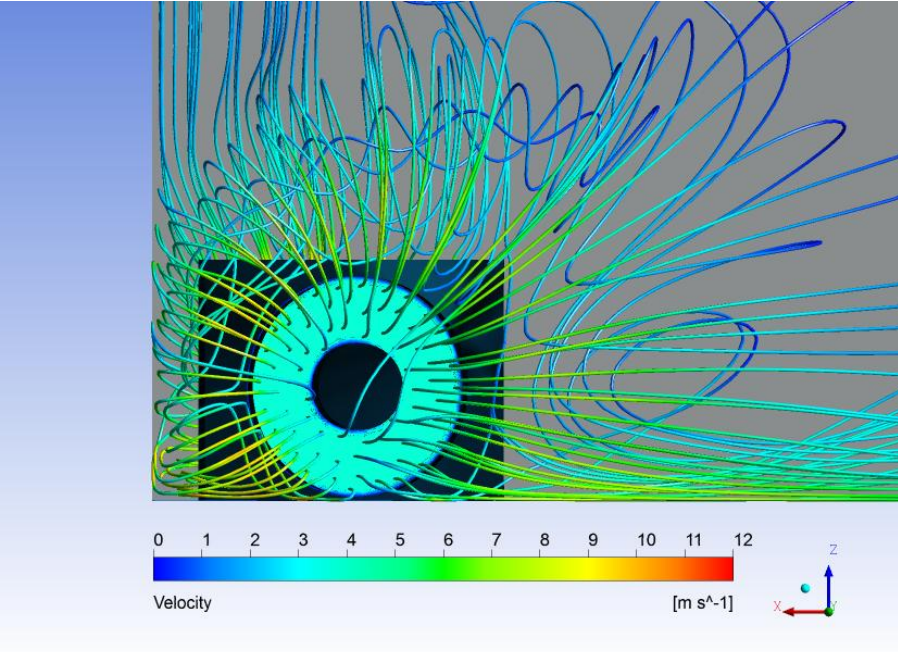


Figura 36: pathlines in uscita dalla ventola e profilo di velocità in corrispondenza della ventola (caso k-ε standard)

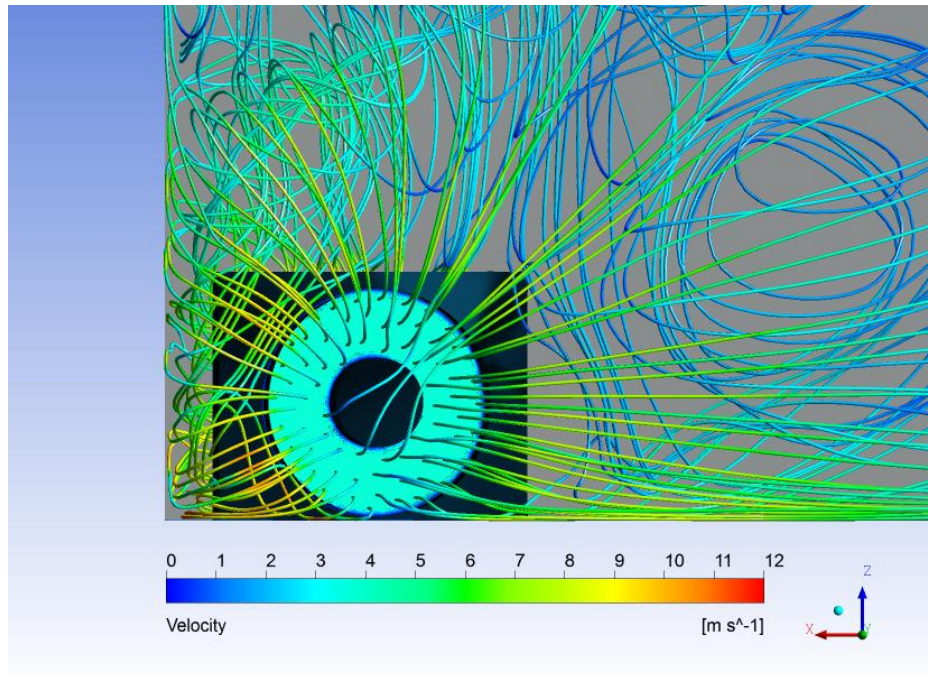


Figura 37: pathlines in uscita dalla ventola e profilo di velocità in corrispondenza della ventola (caso $k-\omega$ SST)

6.2 Presentazione dei risultati e validazione del modello

Sono stati presi a riferimento per la validazione i modelli $k-\epsilon$ standard e $k-\epsilon$ RNG e $k-\omega$ SST, nei loro casi non stazionari con la modellazione della radiazione descritta al capitolo precedente.

Per quanto riguarda le temperature di ingresso e uscita dalla ventola, bisogna conoscere i punti dove sono stati collocati i sensori (si veda Figura 13 per la posizione del sensore dell'aria in uscita dalla ventola). Questi sensori non sono posizionati esattamente in corrispondenza della ventola (la realizzazione sarebbe impossibile e impedirebbe la circolazione indisturbata dell'aria), pertanto per verificare la coerenza della temperatura imposta all'ingresso si può constatare a posteriori la temperatura nel punto in prossimità del sensore.

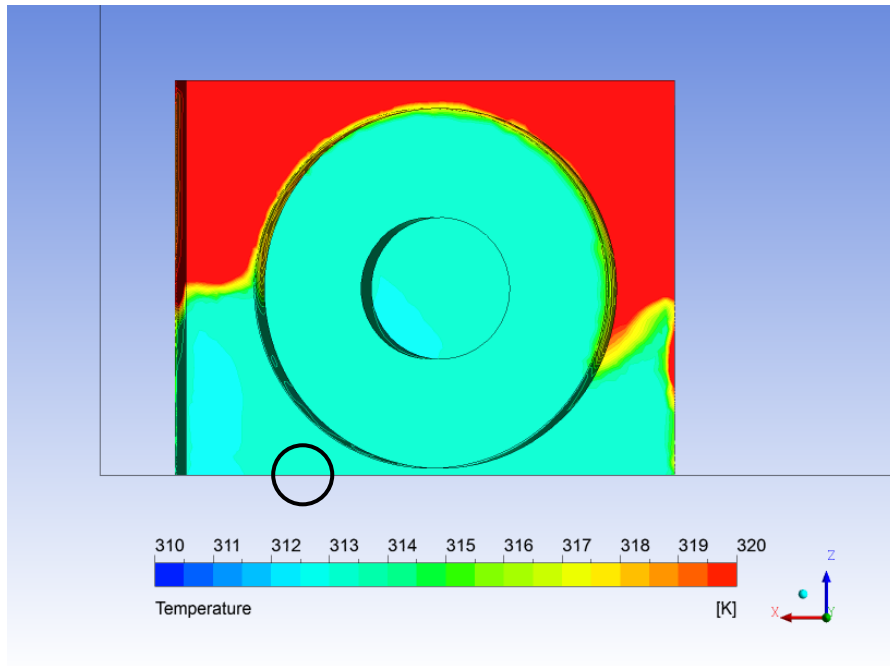


Figura 38: profilo di temperature del gruppo ventola-radiatore, vista dall'alto. Si può osservare la zona del sensore di uscita dalla ventola (cerchio nero). Caso k- ϵ RNG

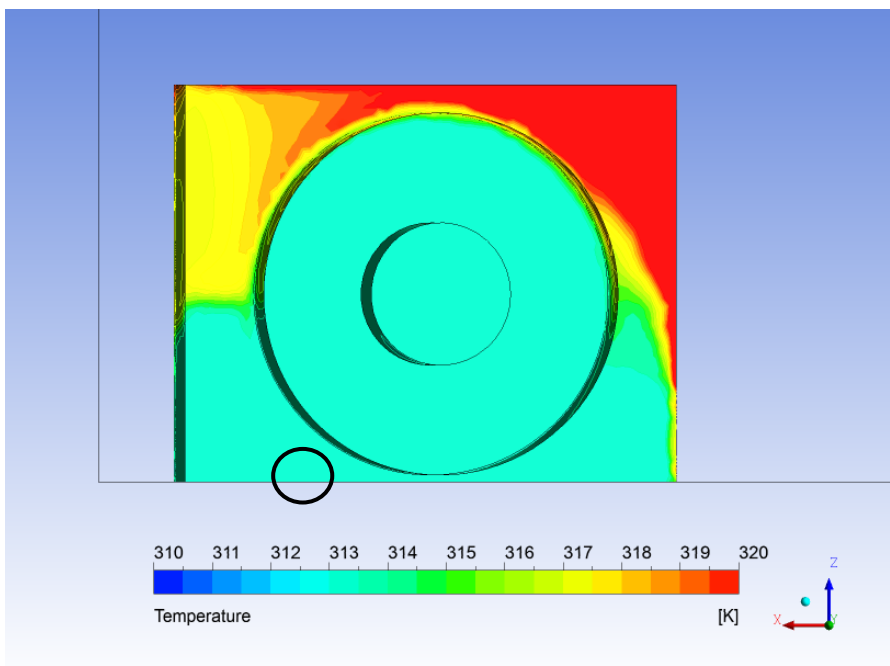


Figura 39: profilo di temperature del gruppo ventola-radiatore, vista dall'alto. Si può osservare la zona del sensore di uscita dalla ventola (cerchio nero). Caso k- ϵ standard

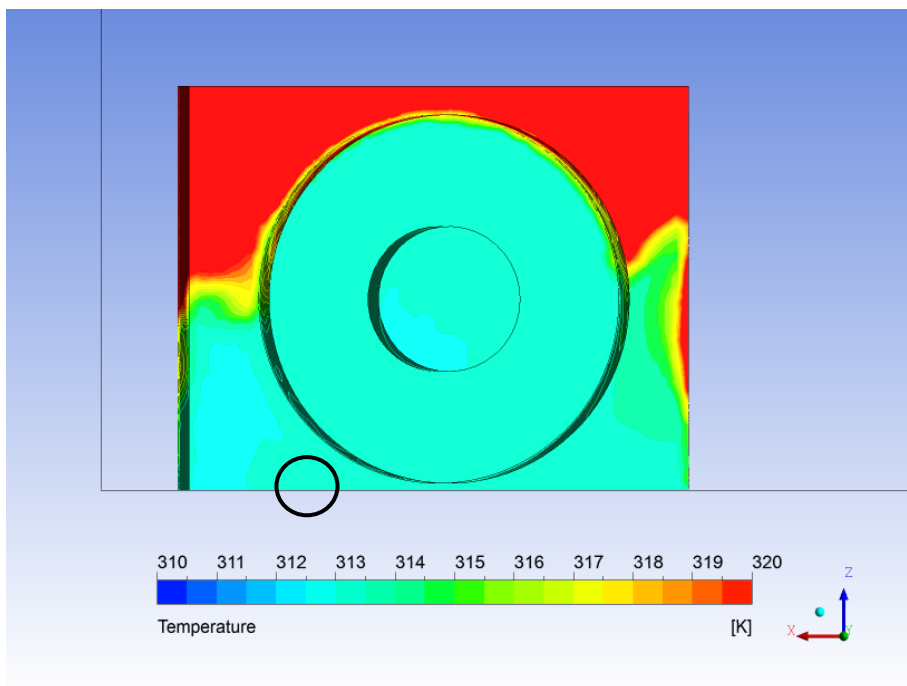


Figura 40: profilo di temperature del gruppo ventola-radiatore, vista dall'alto. Si può osservare la zona del sensore di uscita dalla ventola (cerchio nero). Caso $k-\omega$ SST

Anche la temperatura misurata dal sensore sulla parte posteriore del radiatore va confrontata con i risultati ottenuti in quella zona.

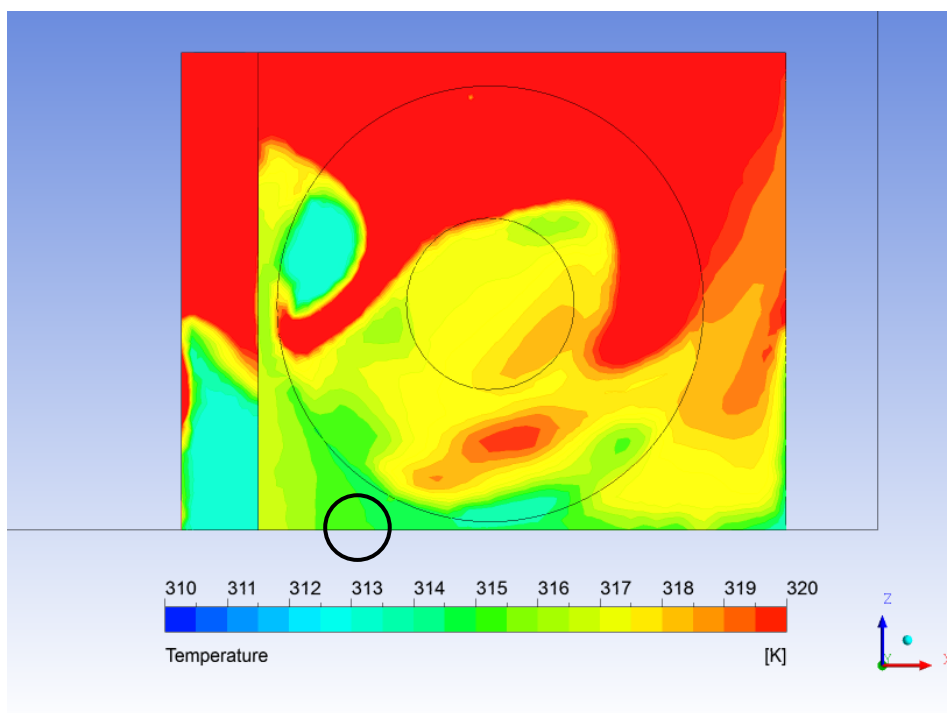


Figura 41: profilo di temperatura del radiatore e dell'impronta ventola, vista dal basso. Il cerchio indica la posizione del sensore. caso $k-\epsilon$ RNG

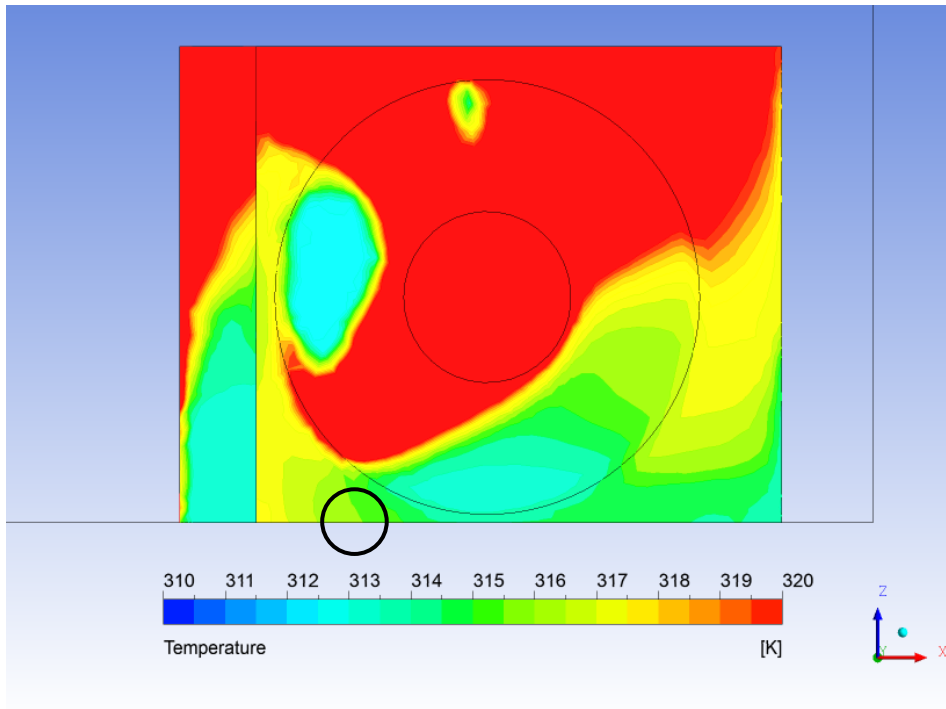


Figura 42: profilo di temperatura del radiatore e dell'impronta ventola, vista dal basso. Il cerchio indica la posizione del sensore. caso k- ϵ standard

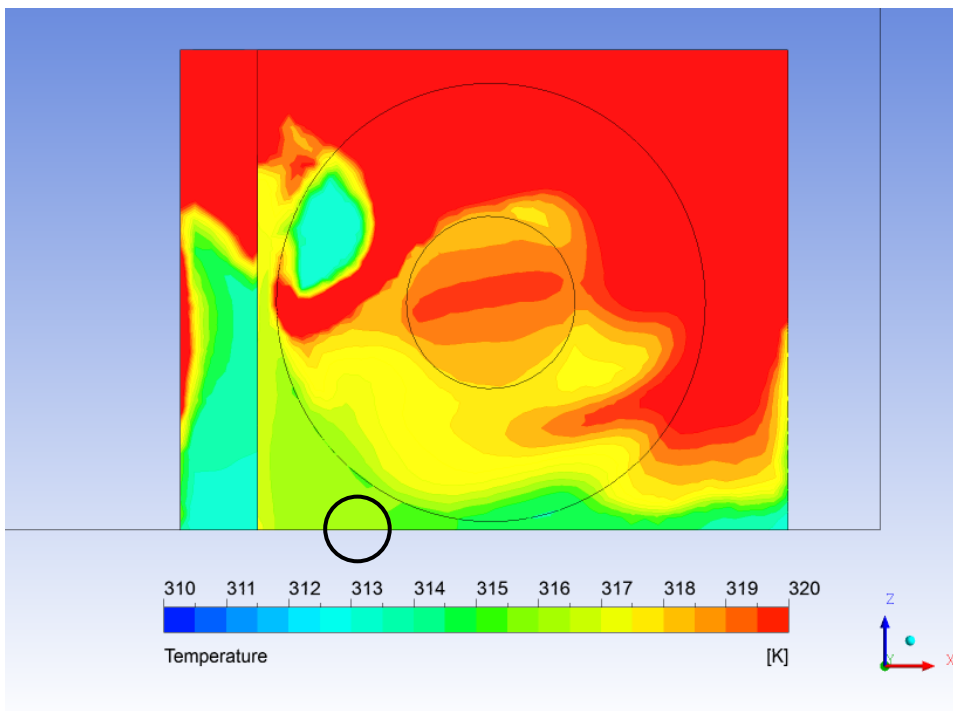


Figura 43: profilo di temperatura del radiatore e dell'impronta ventola, vista dal basso. Il cerchio indica la posizione del sensore. caso k- ω SST

La presenza di una zona anomala in prossimità della parte bassa dell'impronta del radiatore è interpretabile come la conseguenza dei fenomeni di ricircolo che avvengono e che sono

evidenziati in Figura 32, Figura 33 e Figura 34: la presenza di un flusso di ricircolo viene gestita dal programma imponendo una temperatura che va impostata, perciò in tutta la zona dove la distanza dal fondo al radiatore è troppo esigua per dar luogo a un moto che vinca le forze di attrito delle pareti, presenta una temperatura imposta dall'utente.

Si riporta il risultato di temperatura media pesata sulla massa dei diversi modelli fluidodinamici.

Tabella 12: risultati di temperatura media pesata sulla massa nei casi con diversi modelli di turbolenza adottati

	k-ε standard	k-ε RNG	k-ω SST
Temperatura ingresso radiatore (K)	319,82	320,13	319,83

Si può ritenere pertanto, data la concordanza osservata delle temperature all'ingresso e uscita del sistema, che i tre modelli possano rappresentare in maniera coerente il fenomeno fisico descritto.

I dati sperimentali forniti mostrano anche le temperature puntuali in quattro punti del pannello: fondo del pannello, aria interna, angolo basso e angolo alto, e un'altra misura puntuale all'ingresso dell'aria nel radiatore (parte sottostante).

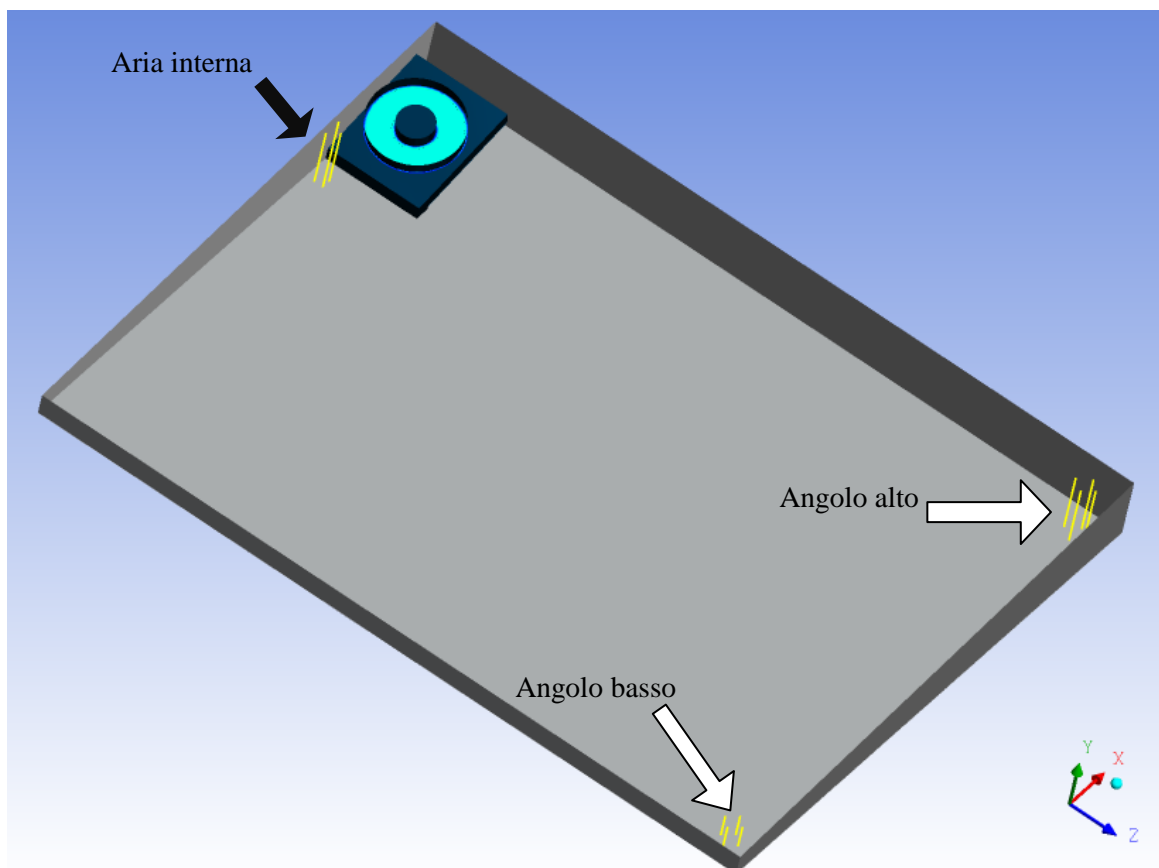


Figura 44: posizionamento linee di calcolo del profilo

La posizione dei sensori di temperatura non è nota con precisione, data la natura realizzativa del sistema di misura, pertanto, per poter effettuare un confronto efficace con queste temperature sperimentali, sono stati calcolati i profili lungo lo spessore del pannello (dal fondo alla copertura) di più punti nella zona dove è supposto si trovi la termoresistenza, per valutare la coerenza del modello termico.

In Figura 44 sono mostrate le linee lungo le quali è stato creato il profilo di temperatura.

Dall'analisi dei dati numerici sono stati ricavati il Grafico 3, Grafico 4 e Grafico 5 che riguardano rispettivamente l'andamento della temperatura nell'angolo alto, l'angolo basso e l'aria interna. L'ordinata Y rappresenta la distanza dal fondo e coincide con l'asse y nel disegno geometrico del pannello.

Si può notare che le temperature rilevate lungo la coordinata y sono prossime in alcune zone alla misura sperimentale, per tutti i modelli adottati. Si può pertanto ritenere soddisfatta la verifica di coerenza del profilo termico in questi tre punti.

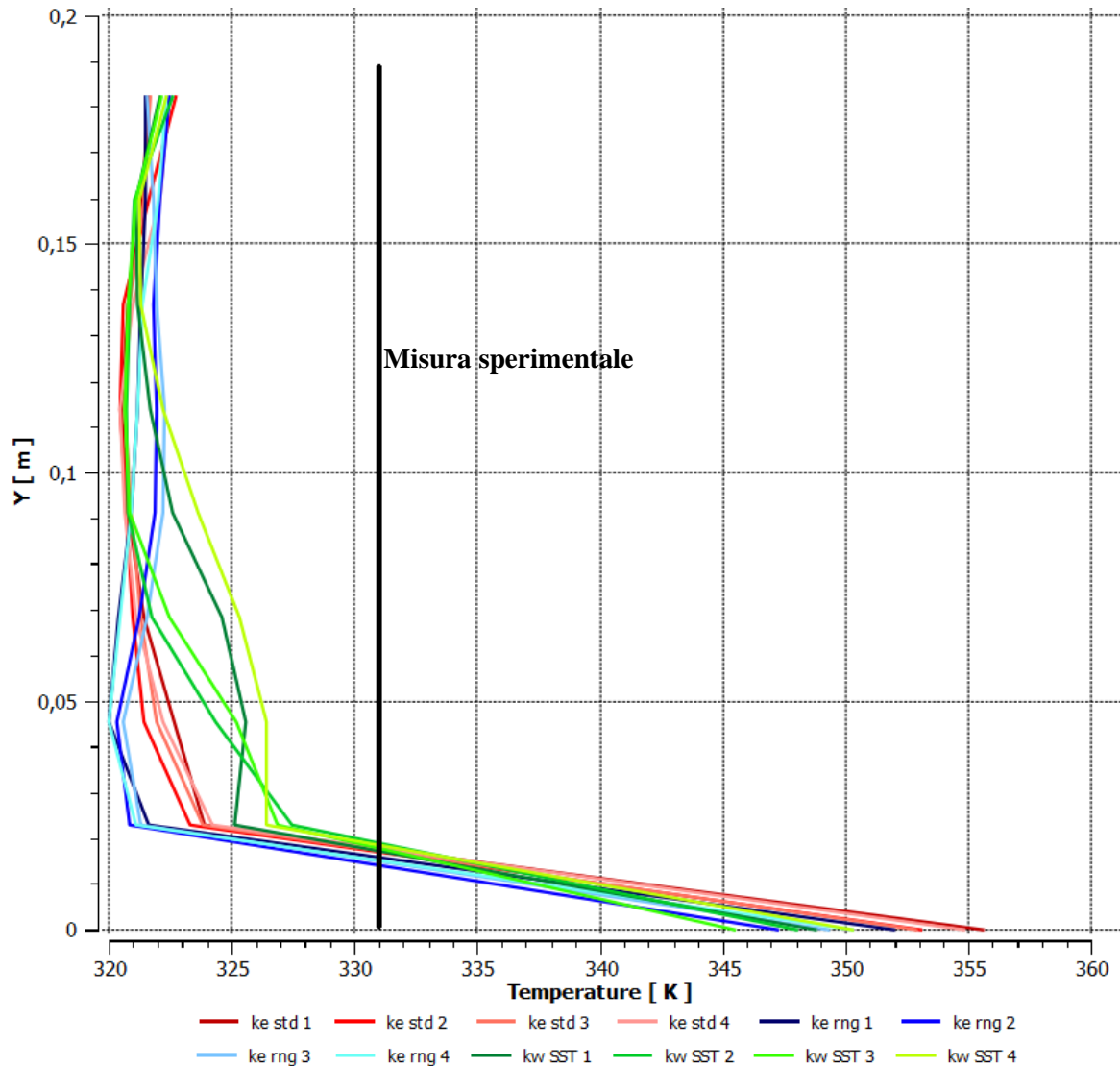


Grafico 3: profilo di temperature per quattro punti in prossimità del sensore dell'angolo alto per i modelli standard e RNG

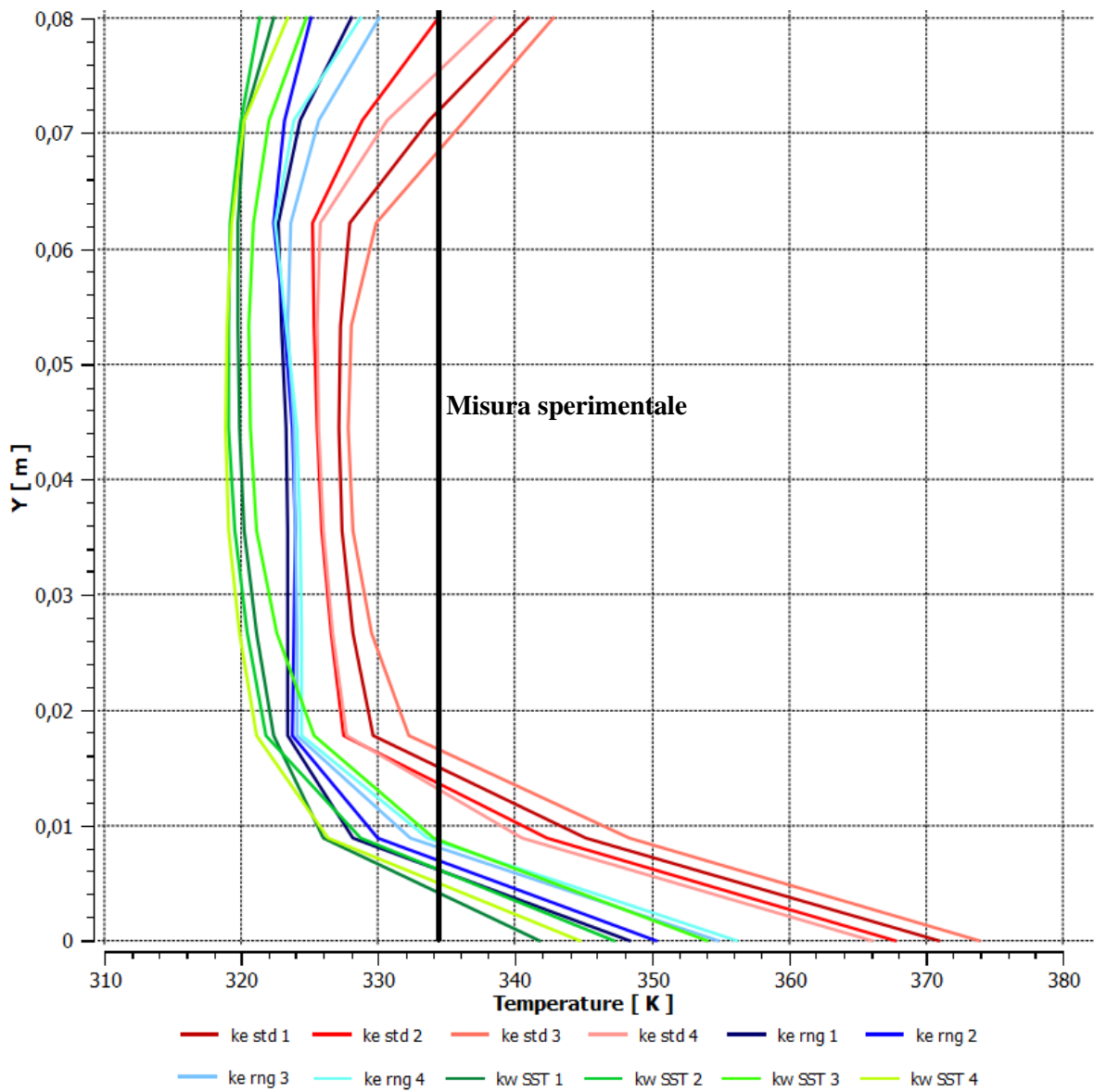


Grafico 4: profilo di temperature per quattro punti in prossimità del sensore dell'angolo basso per i modelli standard e RNG

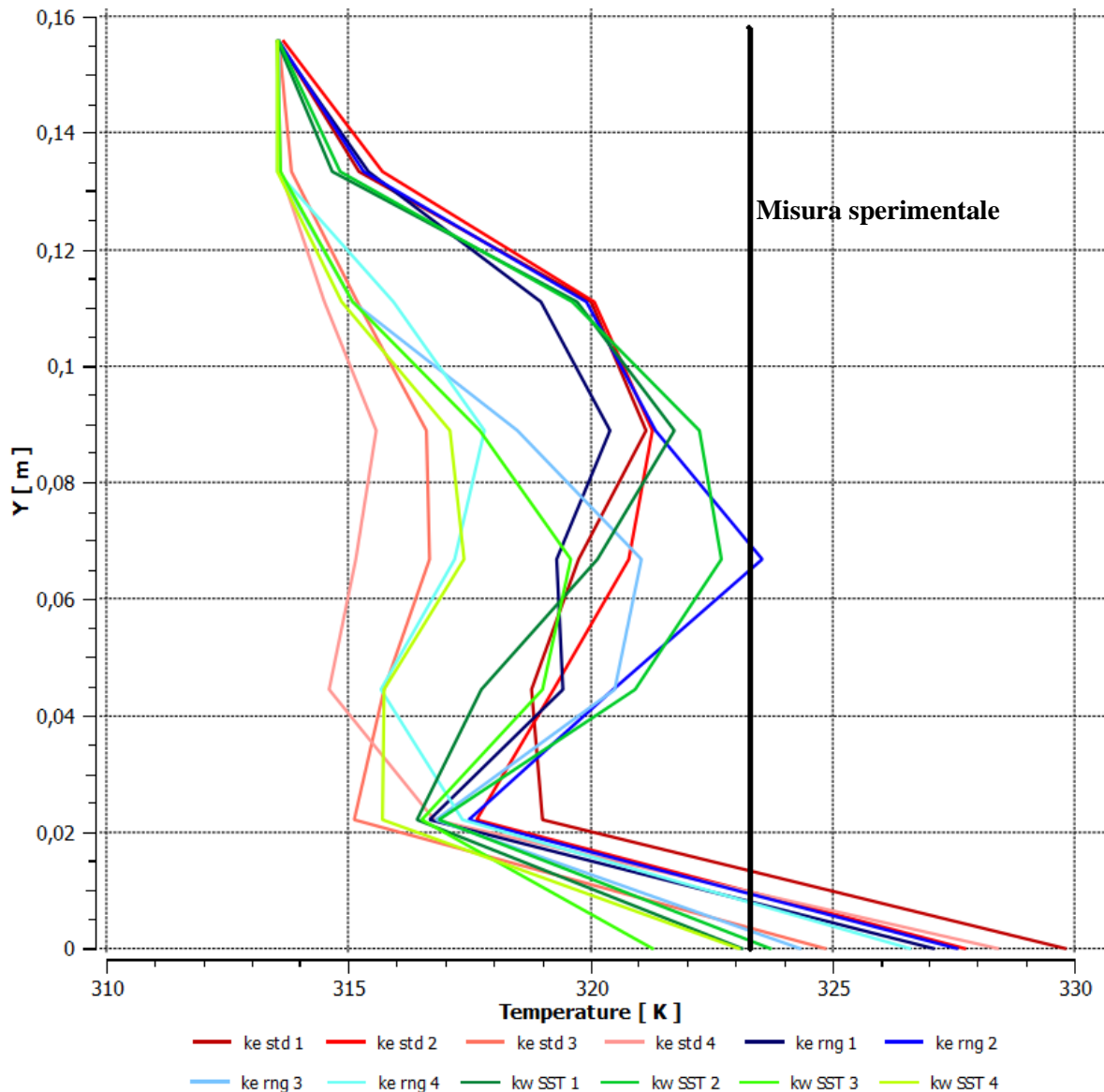


Grafico 5: profilo di temperature per quattro punti in prossimità del sensore dell'aria interna per i modelli standard e RNG

Le misurazioni agli angoli e in corrispondenza del sensore chiamato “aria interna” sono state eseguite sistemando il sensore su un supporto in grado di mantenerlo in una certa posizione e al riparo dall’irraggiamento diretto: il supporto in questione è un oggetto di forma piuttosto tozza che è in grado di alterare la vena fluida passante nei dintorni. Per questo motivo, è probabile che, laddove la velocità sia già modesta, il supporto la rallenti ulteriormente aumentando la zona stagnante, e si conseguenza il campo di temperature, che è strettamente legato a quello fluidodinamico, ne rimanga alterato. Le lievi differenze di temperatura tra le sperimentali e quelle rilevate dalla simulazione si possono giustificare in questo modo.

Per quanto riguarda il sensore sul fondo del pannello, dove la temperatura rilevata sperimentalmente si attestava a 336,6 K, si può notare che nella zona in cui insiste il sensore vi è un profilo di temperature coerenti (come mostrato in Figura 45, Figura 46 e Figura 47).

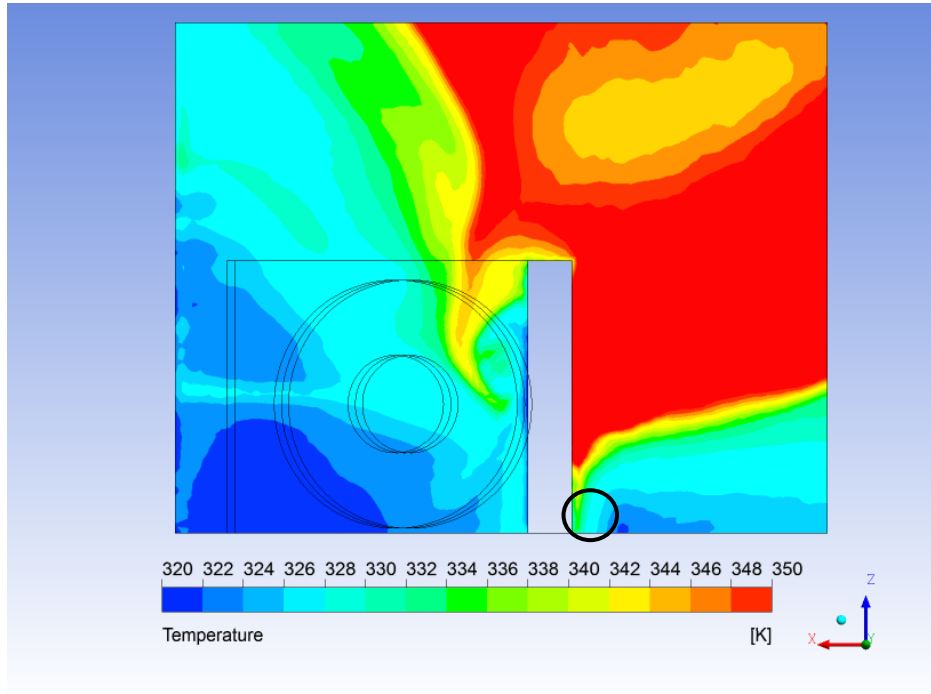


Figura 45: profilo di temperature sul fondo del pannello (modello k- ϵ RNG) e posizionamento del sensore sul fondo (evidenziata dal cerchio nero)

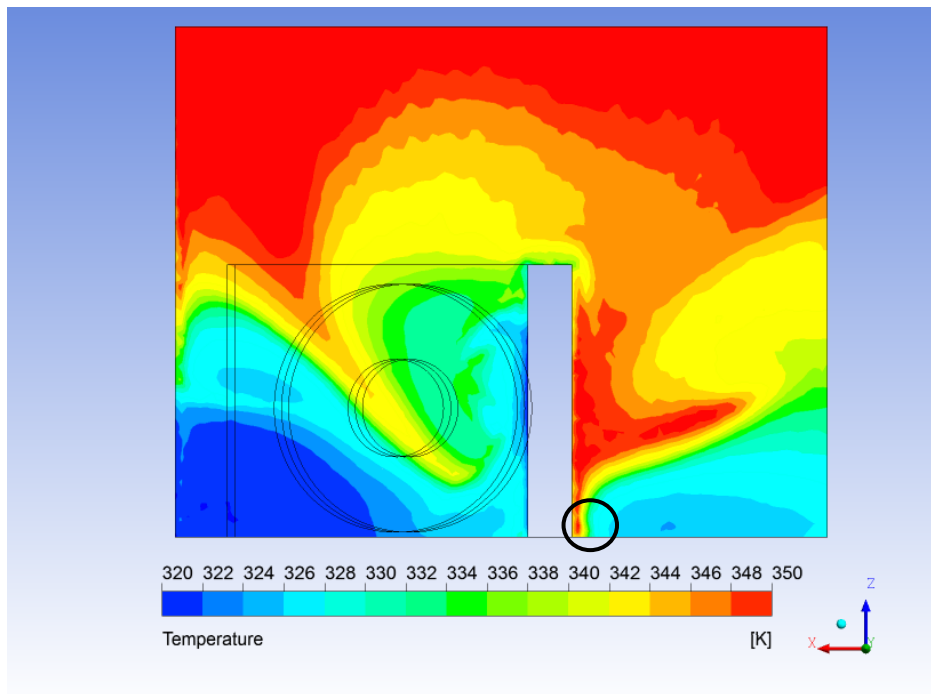


Figura 46: profilo di temperature sul fondo del pannello (modello k- ϵ standard) e posizionamento del sensore sul fondo (evidenziata dal cerchio nero)

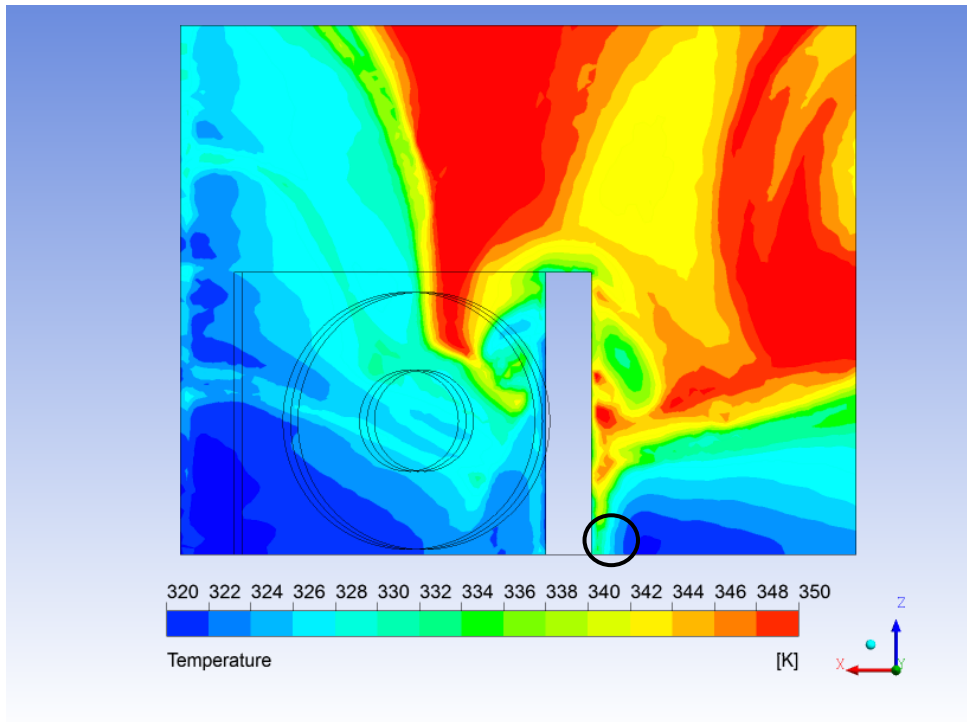


Figura 47: profilo di temperature sul fondo del pannello (modello $k-\omega$ SST) e posizionamento del sensore sul fondo (evidenziata dal cerchio nero)

Come si può notare dal profilo di termico e dal confronto con i dati sperimentali nei diversi punti, le temperature sono prossime a quelle del prototipo. Tutti i modelli danno una buona corrispondenza con i rilievi effettuati con temperature coerenti nelle zone monitorate.

Nella Figura 48, Figura 49, Figura 50 è mostrato il profilo di temperatura del fondo per i tre modelli di turbolenza.

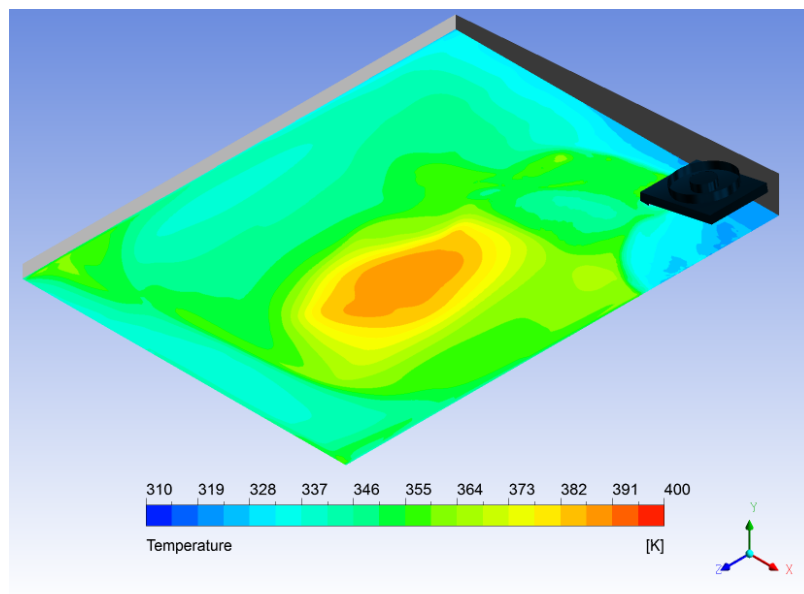


Figura 48: profilo termico del fondo del pannello (caso $k-\epsilon$ RNG)

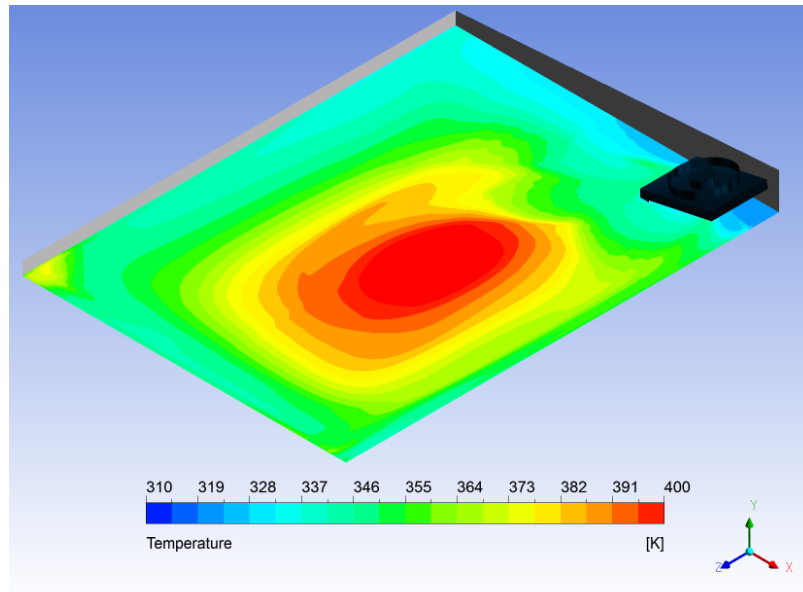


Figura 49: profilo termico del fondo del pannello (caso k-ε standard)

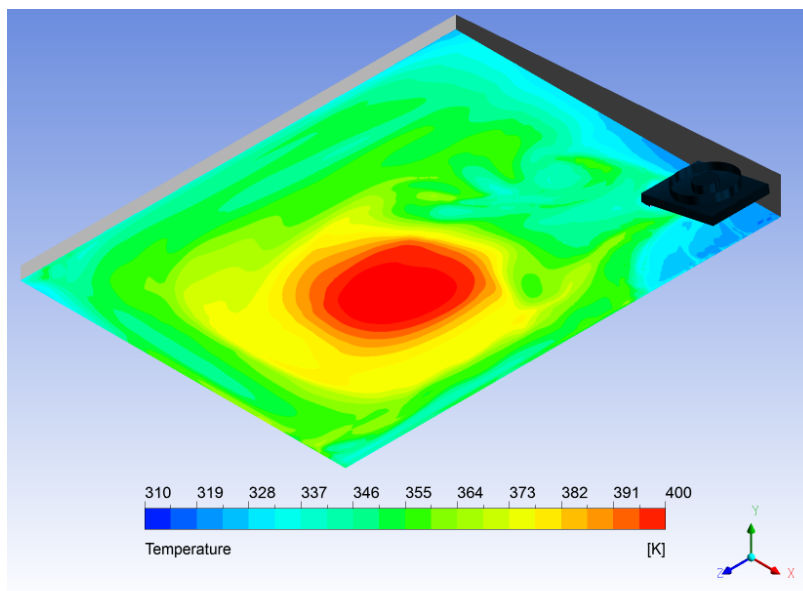


Figura 50: profilo termico del fondo del pannello (caso k-ω SST)

Si può osservare che esiste un picco di temperatura in corrispondenza della zona centrale, che è la zona a velocità nulla: il flusso termico imposto non ha modo di essere asportato dalla superficie se non per conduzione con l'aria dato che la velocità è nulla e non vi è convezione. Essendo la conduttività termica dell'aria abbastanza bassa, la temperatura in corrispondenza della superficie si alza molto.

La mancanza di un sensore in questa zona (che nello studio presente non è stato previsto) non permette di verificare il picco di temperature sul fondo e di stabilire se la modellazione di tale fondo è adeguata.

Nella Figura 51, Figura 52 e Figura 53 invece si può osservare il profilo termico per i tre modelli di turbolenza di un piano parallelo al fondo e distante da esso 70 mm.

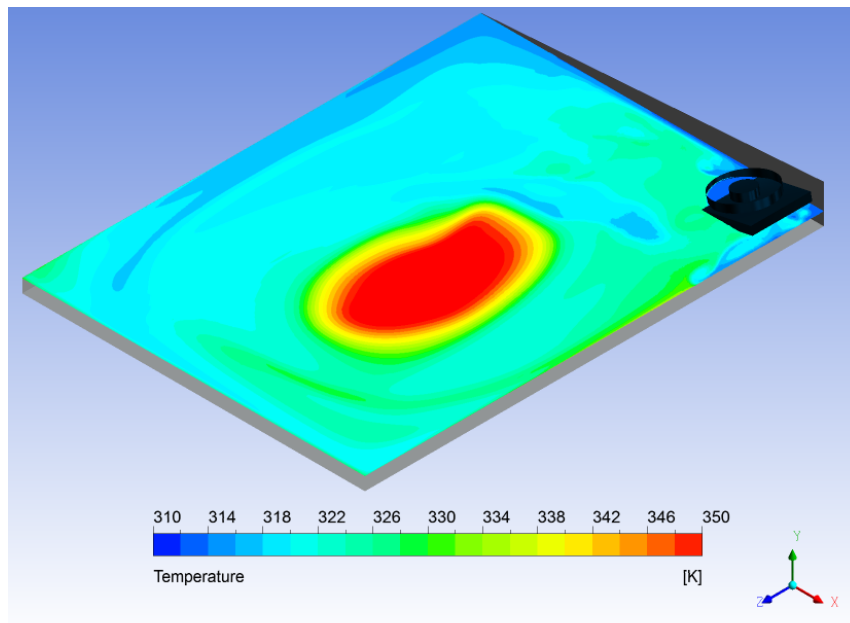


Figura 51: profilo termico di un piano parallelo al fondo distante 70mm (caso k-ε RNG)

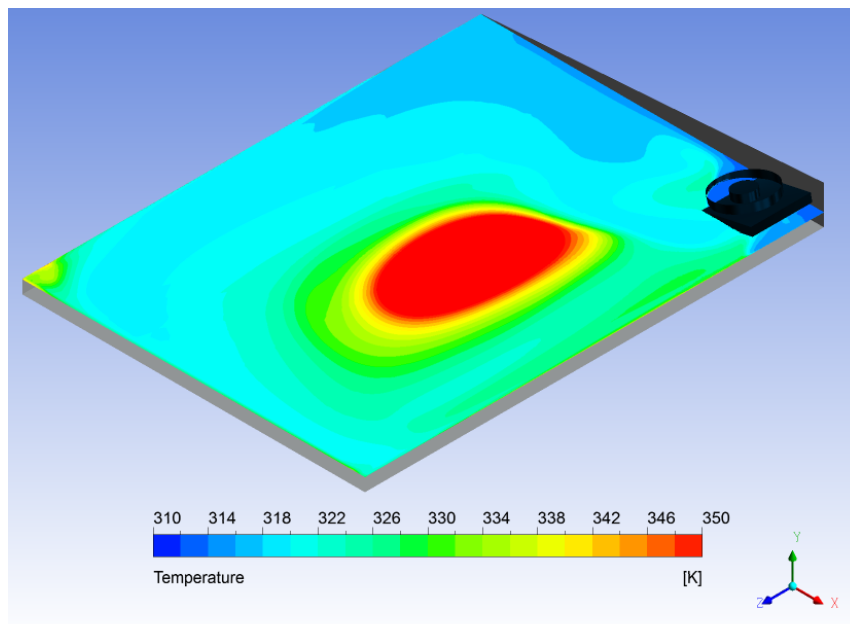


Figura 52: profilo termico di un piano parallelo al fondo distante 70mm (caso k-ε standard)

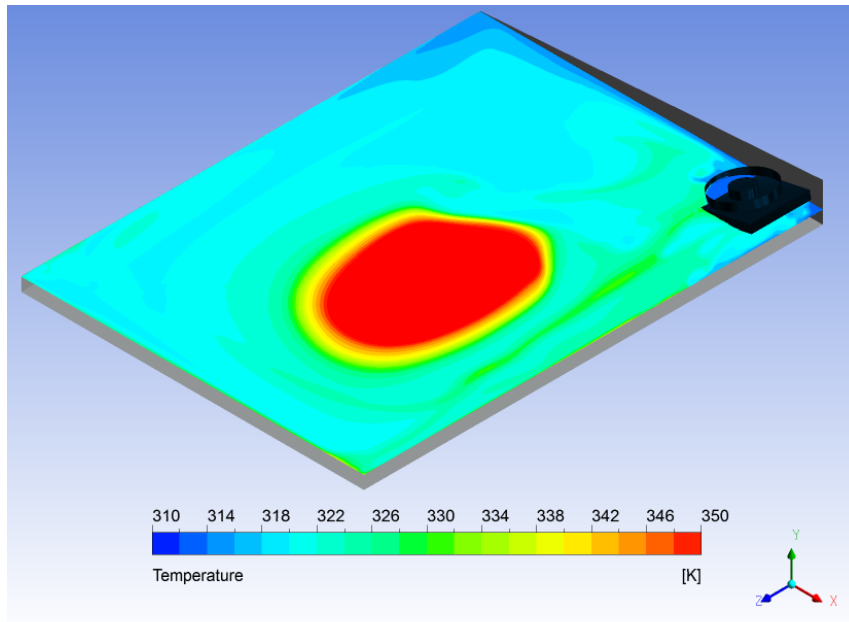


Figura 53: profilo termico di un piano parallelo al fondo distante 70mm (caso k- ω SST)

Infine si riporta la potenza resa disponibile dall'aria, ottenuta dalle simulazioni come potenza in ingresso a cui viene sottratta la parte persa dalla copertura:

Tabella 13: potenza massima estraibile risultante dai tre modelli di turbolenza

	k-ϵ standard	k-ϵ RNG	k-ω SST
Potenza disponibile (W)	1892,14	1962,94	1917,16

6.2.1 Caso v^2 -f

È stato utilizzato anche un modello v^2 -f poiché in letteratura viene descritto come un buon approccio per la modellazione dei getti, e il flusso in uscita dalla ventola è assimilabile a tale fenomeno.

Le temperature ricavate da tale modello tuttavia non si sono dimostrate coerenti con i rilievi sperimentali e risultano poco realistici. Questo a causa del campo fluidodinamico risultante dalle simulazioni, che si presenta come un flusso nullo ovunque tranne che nella zona prossima al radiatore. Di conseguenza anche la temperatura presenta un picco nella zona esterna lontana dal radiatore con temperature che superano i 400 K sul fondo (ricordando che la temperatura massima di esercizio per non procedere alla fusione del policarbonato è circa 120°C).

Viene presentata di seguito una breve descrizione del campo fluidodinamico e termico risultante senza indagare oltre circa le possibili cause di tali profili poiché non è stata verificata nessuna teoria in proposito. Una ulteriori analisi dei risultati e valutazione

dell'impostazione del caso numerico sono necessari per definire le cause della non riproducibilità del fenomeno da parte del modello.

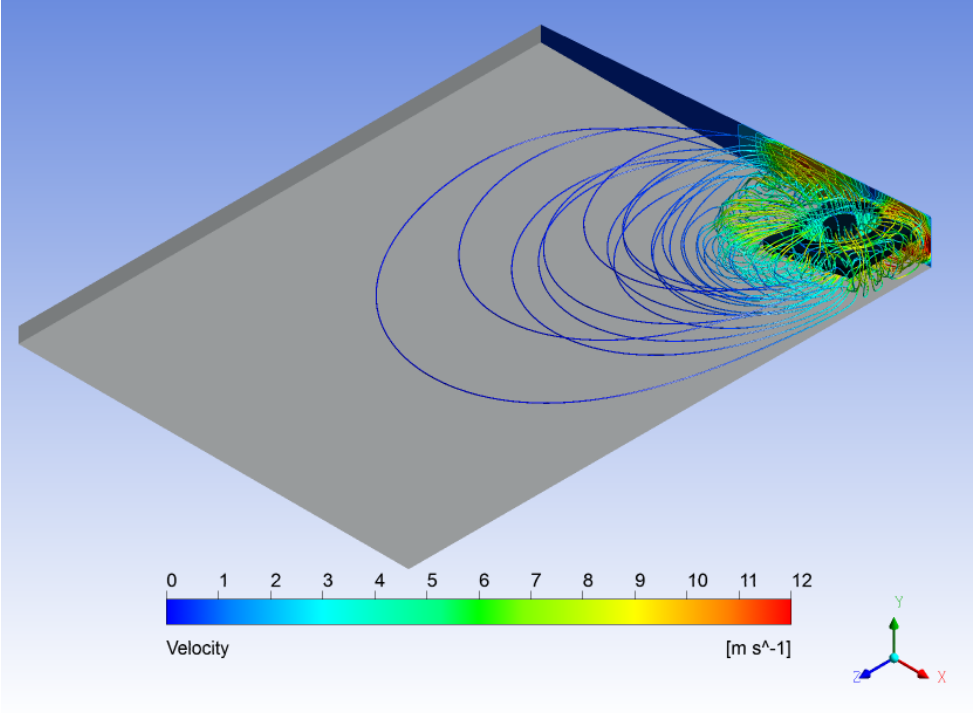


Figura 54: pathlines per il caso v^2-f

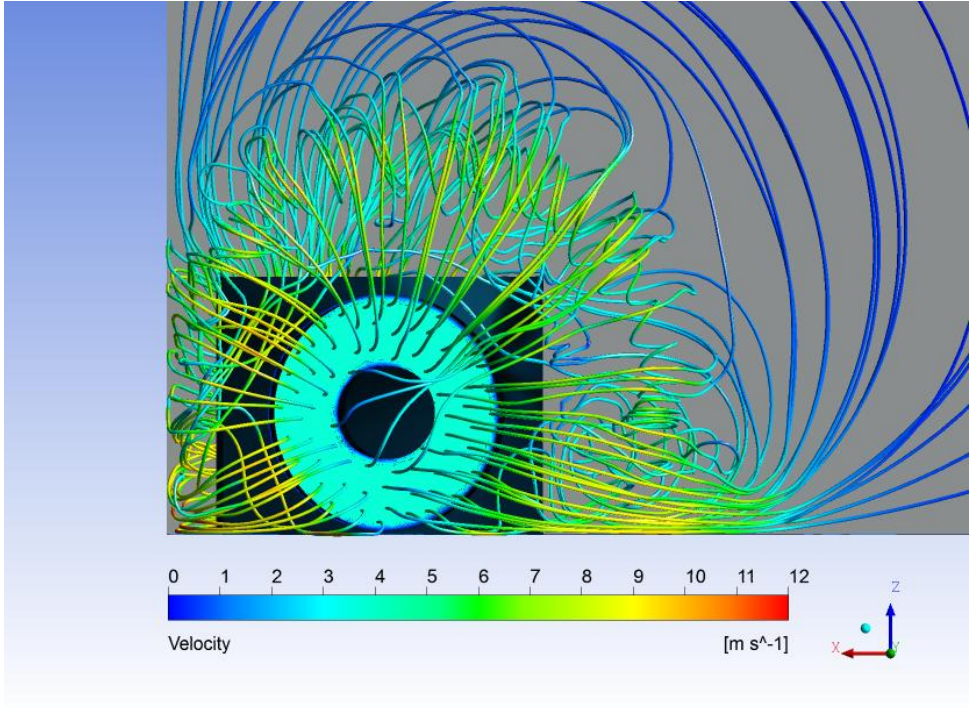


Figura 55: velocità in uscita dalla ventola e pathlines nel caso v^2-f

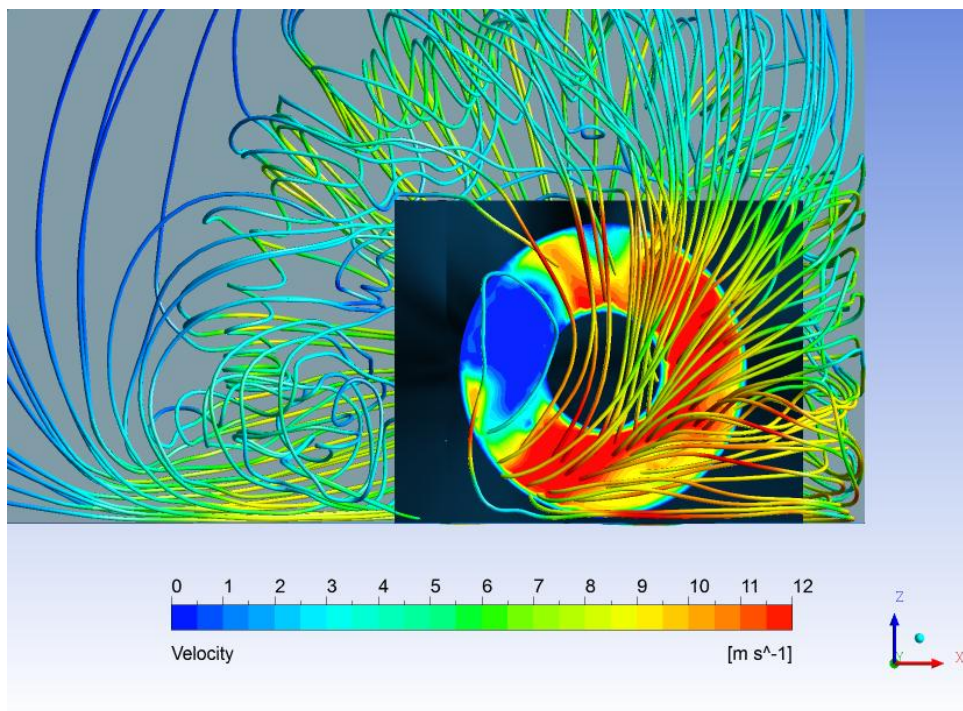


Figura 56: velocità in ingresso al radiatore e pathlines per il caso v^2 -f

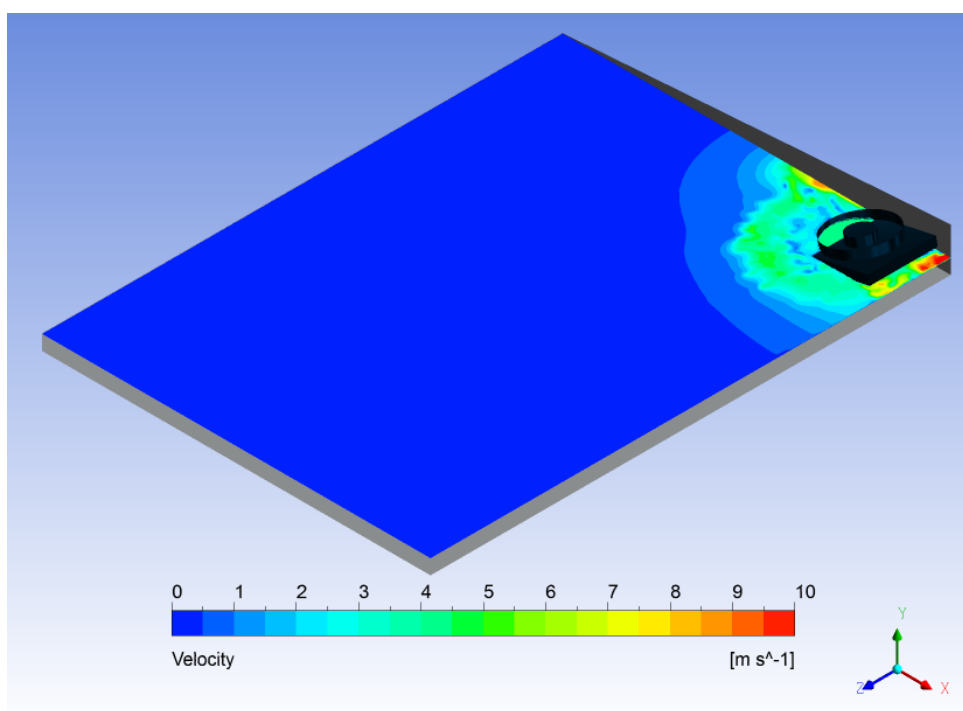


Figura 57: profilo di velocità per un piano parallelo al fondo e distante 70 mm da esso. Caso v^2 -f

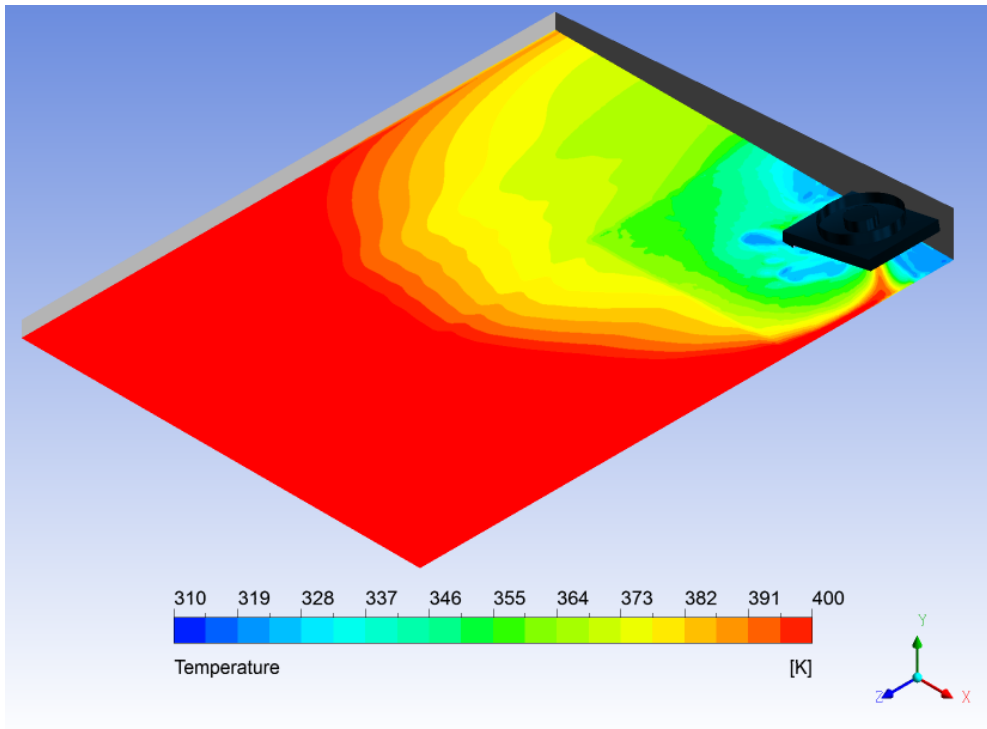


Figura 58: profilo di temperature del fondo del pannello. Caso v^2 -f

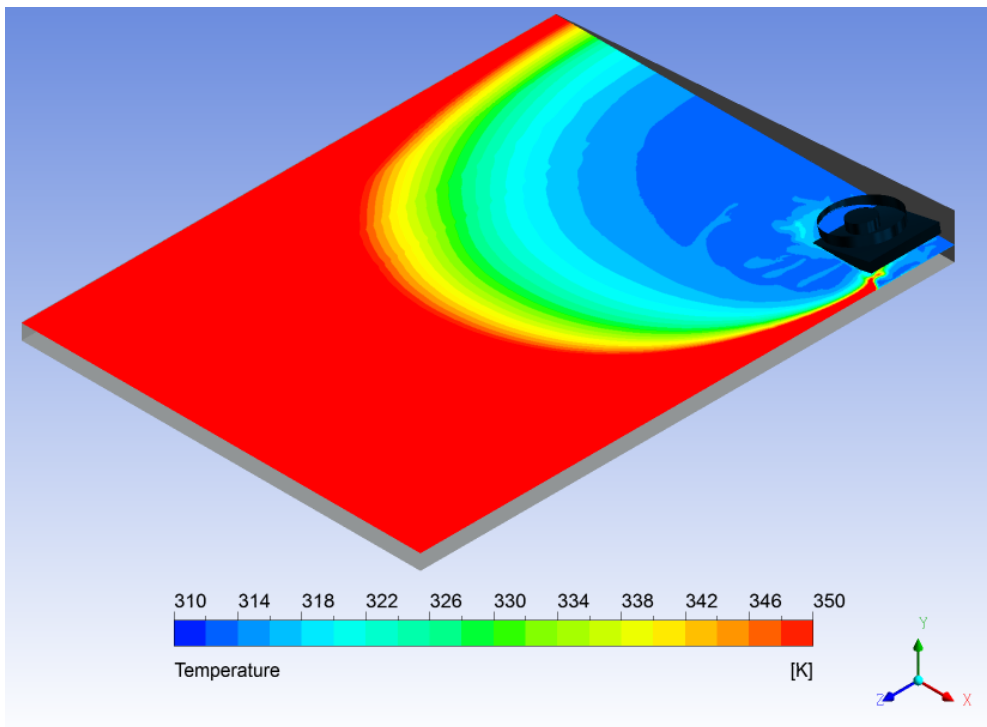


Figura 59: profilo di temperature del piano parallelo al fondo. Caso v^2 -f

6.3 Effetto dell'isolamento

Nello studio dei modelli di base si è ricorso all'approssimazione di pareti adiabatiche per tutte le superfici isolate e non semitrasparenti: questa semplificazione potrebbe ripercuotersi sui bilanci energetici globali ed è necessario verificare che il campo termico non risulti compromesso nel caso di questa approssimazione.

Per appurare che l'ipotesi fatta non rappresenti un vincolo troppo stringente alla interpretazione dei fenomeni che hanno luogo all'interno del pannello è sufficiente verificare che la potenza persa dal fondo (i lati hanno una superficie limitata e si possono considerare trascurabili) non risulti eccessiva.

Per fare ciò si può procedere con un semplice calcolo ricordando l'analogia elettrica per la conduzione e convezione stazionaria monodimensionale e calcolare, a partire dal profilo di temperature e dal coefficiente di scambio convettivo del fondo forniti dalla simulazione, il calore disperso dal fondo.

La potenza termica dispersa è stata calcolata per un solo caso k - ϵ standard ottenendo un valore di 160 W. Si ha quindi una perdita che incide per meno del 10% sia sulla potenza netta entrante nel sistema come radiazione, sia sulla potenza idealmente estraibile dal radiatore. Il comportamento degli altri modelli utilizzati risulta analogo.

Dato che l'analisi portata a termine si occupa di studiare un comportamento generale delle prestazioni e dei fenomeni che incidono maggiormente, si può ritenere che l'impatto dell'assunzione di adiabaticità sia trascurabile rispetto al caso non adiabatico.

7. Ottimizzazione

7.1 Ottimizzazione delle condizioni operative

Dopo aver validato il modello numerico con vari modelli di turbolenza e averne analizzato i risultati effettuando una analisi di sensitività sulle approssimazioni effettuate è stata portata a termine un'analisi sulle prestazioni al variare della portata elaborata.

I casi simulati prevedono l'uso del modello k- ϵ standard e la tipologia di settaggi relativa al caso studiato precedentemente, con una velocità imposta in uscita dalla ventola rispettivamente di 2, 3, 4,20 e 5,15 m/s, dove il terzo caso è quello corrispondente al caso base.

Tabella 14: alcuni risultati ottenuti al variare della portata di aria elaborata dalla ventola

	Tout AWA (K)	T min (K)	T max (K)	P disponibile (W)	Q persa copertura (W/m²)	Perdita di carico (Pa)
2 m/s	324,67	312,49	423,12	1757,01	130,75	25,09
3 m/s	321,58	312,51	414,69	1844,49	111,29	56,42
3,5 m/s	320,48	312,57	414,26	1864,04	106,94	76,62
4,20 m/s	319,26	312,62	411,83	1892,14	100,69	109,36
5,15 m/s	318,31	312,67	407,09	1922,76	93,88	162,32

Si può creare un grafico estrapolando i dati di perdita di carico e di energia disponibile del pannello, che sia significativo delle prestazioni termo-fluidodinamiche al variare della portata elaborata (Grafico 6 e Grafico 7).

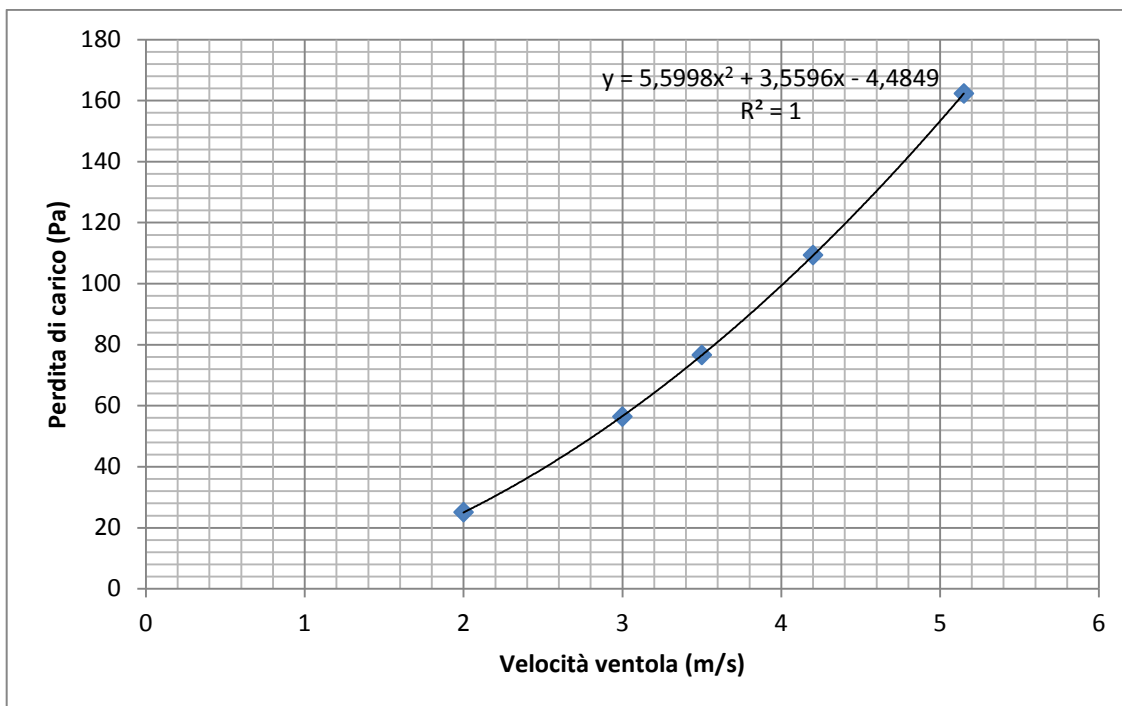


Grafico 6: andamento della perdita di carico del pannello al variare della portata elaborata

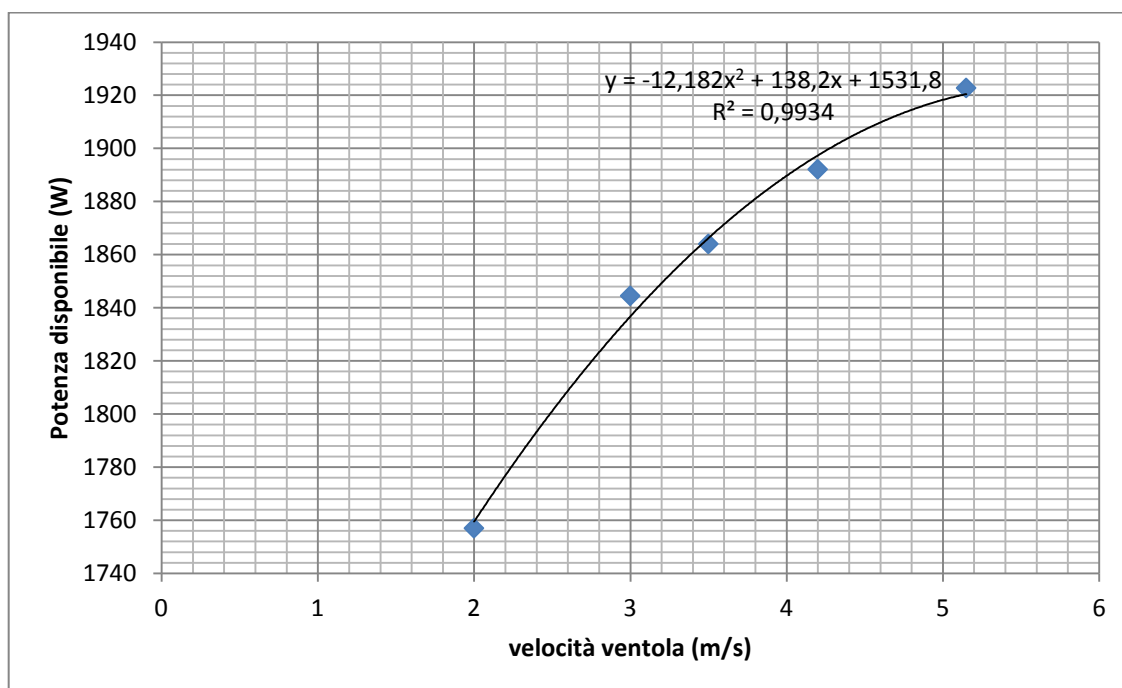


Grafico 7: andamento dell'energia idealmente estraibile dal radiatore in funzione della portata

Si può notare che esiste una tendenza contrapposta tra l'aumento di energia idealmente estraibile (idealmente poiché bisogna considerare un fattore di efficienza del radiatore che in questa modellazione è trascurato poiché il radiatore stesso non è stato modellato), che si

vorrebbe più grande possibile, e la perdita di carico del collettore solare ad aria, simbolo della spesa energetica per il ventilatore, che invece si vorrebbe minimizzare.

Potendo esprimere la curva di perdita di carico del collettore come potenza spesa, attraverso la proporzionalità

$$P \propto \dot{V} \cdot \Delta p$$

Si ha il grafico della potenza spesa in funzione della portata:

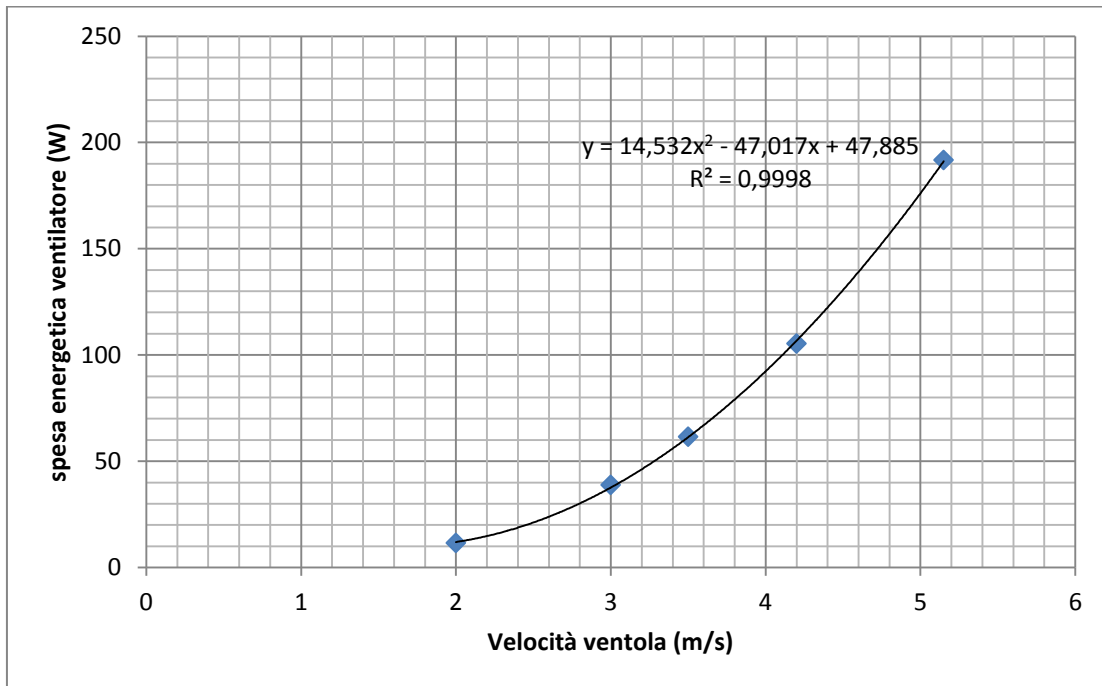


Grafico 8: spesa energetica della ventola in funzione della portata

Conseguentemente per sottrazione con l'energia disponibile dal pannello si ottiene una curva che tiene conto delle perdite energetiche della ventilazione all'interno del pannello (Grafico 9).

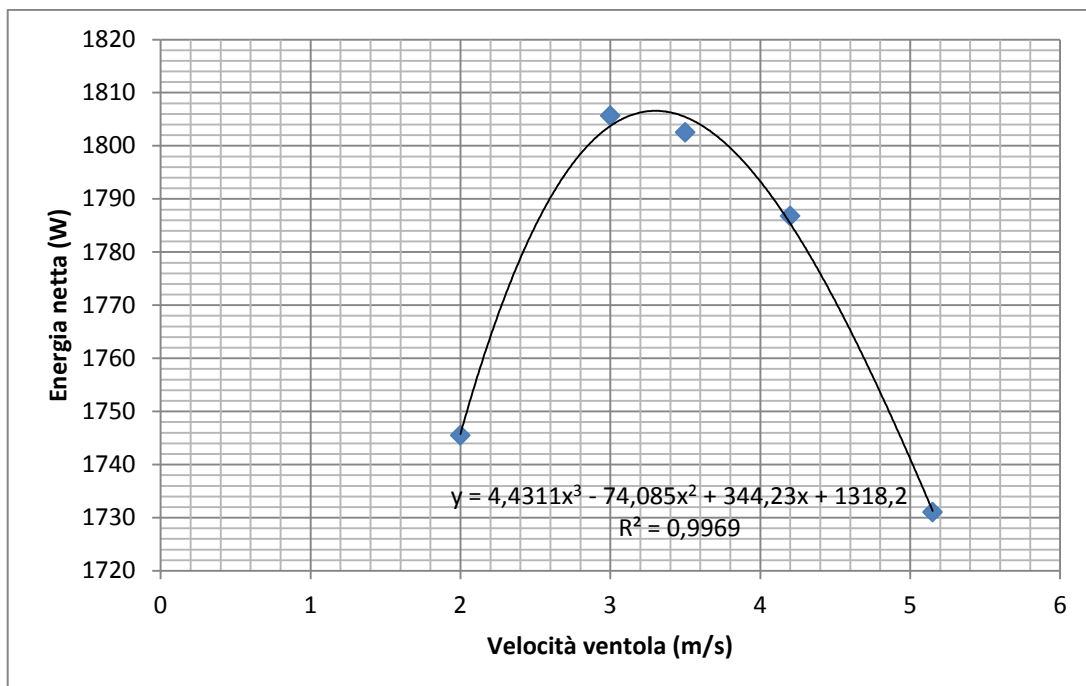


Grafico 9: energia netta disponibile al variare della portata

Si può notare che la posizione di ottimo corrisponde a una velocità di circa 3 m/s, che quindi risulta per questa particolare configurazione, il miglior compromesso tra accumulo di energia e spesa energetica.

Nonostante il punto di ottimo bisogna osservare che le temperature operative risultanti sono molto alte, e questo si scontra con la realizzazione del prototipo di policarbonato, che non può essere utilizzato oltre i 120 °C. Per poter beneficiare di questo regime di moto sarebbe opportuno avere una copertura in vetro.

Si riporta il profilo di velocità di un piano parallelo al fondo e distante da esso 70 mm per i casi a diversa portata. I risultati sono riportati con il software FLUENT v.14 e non con il software di post-processing usato per tutte le altre analisi poiché attualmente il programma presenta un limite di compatibilità con le mesh che sono state adattate e non fornisce il supporto per l'analisi del caso con velocità di 5,15 m/s poiché c'è stato un adattamento di poche celle.

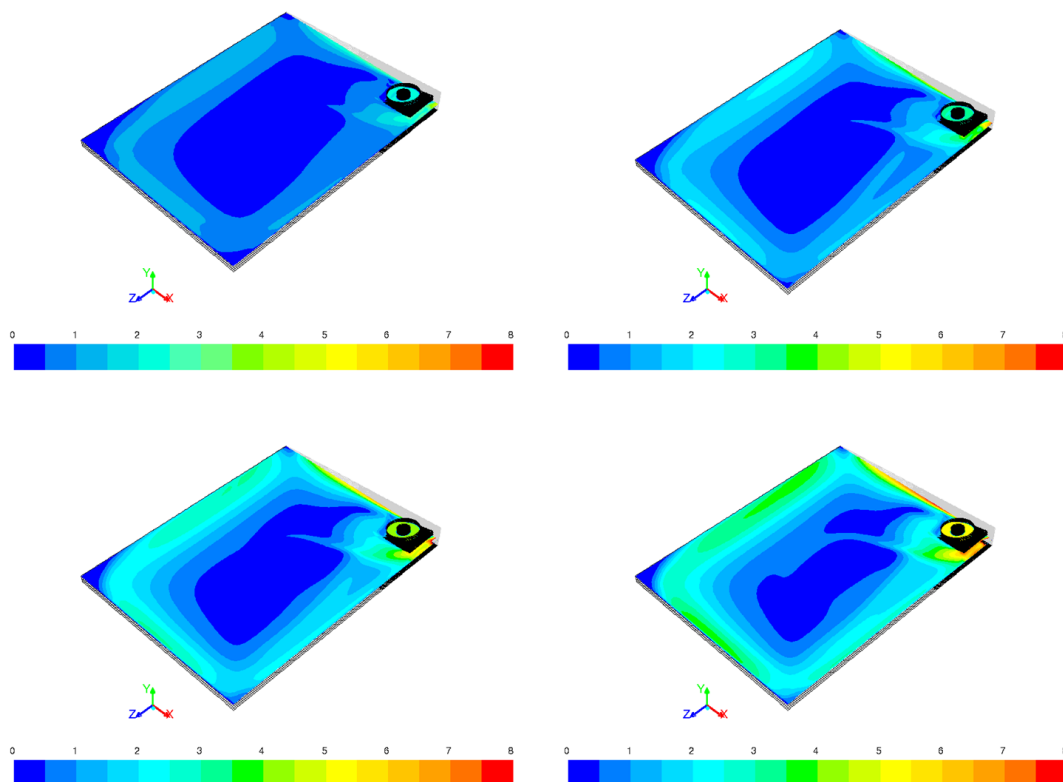


Figura 60: profilo di velocità per un piano parallelo al fondo, nei casi rispettivamente di 2; 3; 4,20 e 5,15 m/s

Come si può notare dal confronto delle velocità, all'aumentare della portata della ventola, la zona di fluido fermo nel centro della geometria e negli angoli diminuisce, e la velocità globalmente aumenta. Analogamente le temperature hanno lo stesso profilo ma con il comportamento opposto: il picco di alta temperatura è localizzato nella zona a velocità nulla. Si può concludere che a velocità molto basse le temperature sono molto alte, ma una buona parte del volume del pannello risulta inutilizzato ai fini dello scambio per convezione, a causa della velocità pressoché nulla. Per portate maggiori il pannello ha un regime di moto più favorevole ma cresce la spesa energetica dei ventilatori.

7.2 Ottimizzazione della geometria

È stata portata avanti anche una simulazione solo fluidodinamica (si ricordi che il campo termico è strettamente dipendente da quello di velocità per cui una volta determinato il campo di moto la conoscenza del profilo di temperature è conseguentemente determinato) nel caso in cui il bordo della ventola non esistesse: questa simulazione nasce dall'esigenza di diminuire il forte getto a parete e contribuire a far circolare aria nelle varie zone del pannello più agevolmente, per cui togliere una paratia che si comporta come convogliatore di flusso potrebbe contribuire.

I risultati di questa simulazione mostrano che alle velocità attuali del prototipo, il getto non devia subito ma continua a uscire perpendicolare alla ventola come se il bordo fosse ancora presente (come mostrato nelle pathlines di Figura 61 e Figura 62), per cui si può concludere che benché concettualmente la mancanza di un bordo possa far pensare a un miglioramento delle condizioni fluidodinamiche, le velocità attuali sono così elevate che tale vantaggio non è osservabile in modo apprezzabile.

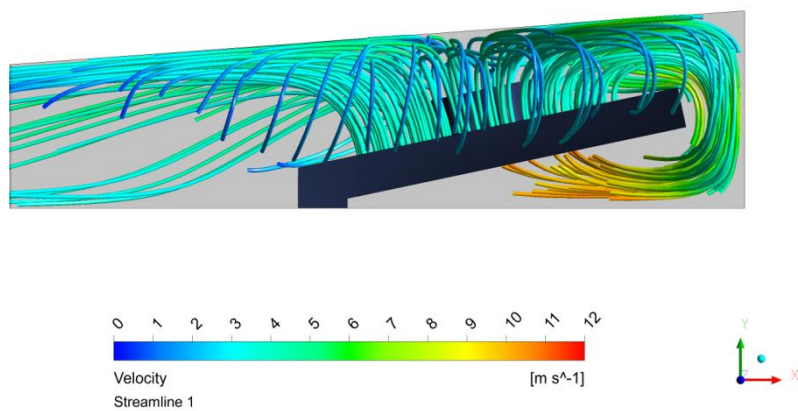


Figura 61: particolare delle pathlines intorno alla ventola nel caso senza il bordo, vista da destra

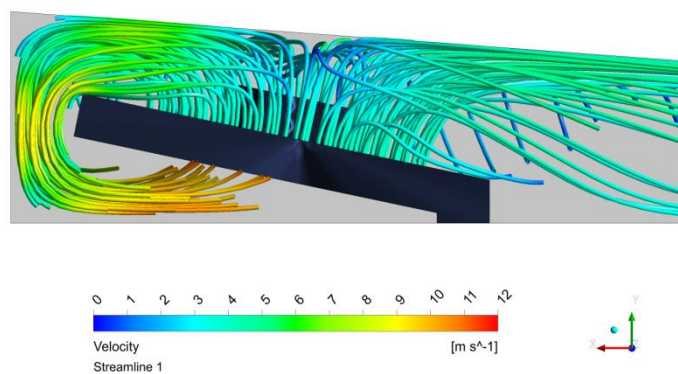


Figura 62: particolare delle pathlines intorno alla ventola nel caso senza bordo, vista da sinistra

8. Conclusioni e sviluppi futuri

A livello globale e locale al fine di promuovere uno sviluppo sostenibile per l'ambiente e per l'uguaglianza di opportunità a livello sociale si cerca in continuazione di aumentare l'efficienza energetica degli impianti di produzione e diminuire i consumi specifici, promuovere l'uso di fonti più pulite nel rispetto dell'ambiente e perseguire una diversificazione delle fonti con lo sviluppo delle energie rinnovabili, per preservare le fonti fossili e l'ambiente e fornire un'alternativa laddove le infrastrutture sono assenti e questi sistemi possono essere l'unica alternativa possibile per l'autonomia energetica.

Il progetto ARETHA (AiR Exchange THERmal Assembly), si inserisce in questa ottica, poiché è un sistema che sfrutta la fonte solare, accumulando energia sotto forma di acqua calda tramite uno scambio sole-aria-acqua.

All'interno di tale progetto si inserisce il presente lavoro che si propone di definire un modello numerico CFD che possa rappresentare la termo-fluidodinamica del pannello ARETHA e permettere uno studio dettagliato al fine della sua ottimizzazione attraverso la:

- creazione di un modello numerico che rappresenti il collettore solare ad aria e validazione di tale modello mediante il confronto con i dati sperimentali
- effettuare un'analisi di sensitività delle prestazioni al variare della portata e della geometria

Nella prima parte del lavoro il modello numerico del pannello solare è stato definito avvalendosi degli studi effettuati in letteratura su configurazioni simili e tramite l'analisi dei modelli di turbolenza e di radiazione dai manuali. La modellazione della geometria è stata modificata in passaggi successivi mediante un'analisi di coerenza fluidodinamica effettuata su ogni geometria intermedia.

Le condizioni al contorno del modello numerico sono state definite attraverso l'uso dei dati sperimentali a disposizione (velocità in ingresso, flusso termico) e validato attraverso il confronto delle temperature ottenute in uscita con i dati sperimentali.

Successivamente sono state verificate le assunzioni semplificative del modello quali densità costante e adiabaticità delle pareti per verificarne l'appropriatezza.

A seguito della validazione del modello è stata effettuata una analisi di sensitività della portata per verificare la relazione con la potenza termica trasmessa all'aria in uscita al netto delle spese energetiche per il ventilatore, stimando che la velocità ideale corrisponde a circa 3 m/s. Infine è stata effettuata una analisi preliminare per il miglioramento della geometria tramite un'analisi esclusivamente fluidodinamica di una geometria senza il bordo late-

rale della ventola senza rilevare variazioni apprezzabili della fluidodinamica con la velocità nominale di utilizzo del ventilatore.

Così come il progetto ARETHA è lontano da una conclusione definitiva ed è anzi da considerarsi in continua evoluzione per nuove configurazioni e applicazioni possibili, anche lo studio numerico in questo ambito non può essere ritenuto esaustivo solo con la presente analisi.

Per quanto riguarda la parte numerica, l'incertezza parziale dei dati sperimentali apre la strada per una futura analisi preliminare sulla sensitività dei diversi parametri e all'utilizzo di una validazione non debole del prototipo, i diversi modelli di radiazione e la stessa modellazione della radiazione possono essere cambiati e analizzati diversamente.

I risultati che indicano la difficoltà di sviluppo fluidodinamico invece suggeriscono che la sistemazione delle ventole molto vicine alla copertura non è la configurazione ideale, ed è necessario provvedere al giusto spazio per un buon comportamento fluidodinamico senza perdite di carico eccessive: pertanto uno sviluppo futuro potrebbe prevedere la completa revisione della geometria del pannello.

Anche il ricircolo formato all'ingresso del radiatore suggerisce che un posizionamento quasi orizzontale del radiatore e della ventola, in prossimità del fondo non è ottimale per favorire il flusso di aria attraverso il radiatore e di conseguenza lo scambio termico.

La copertura con la sua bassa trasmittanza è un ulteriore limite alla possibilità di accumulare energia nel serbatoio, perché presenta un limite massimo operativo minore del vetro e un fattore di perdita ottica maggiore. Dato che in molti Paesi in via di sviluppo il vetro è più reperibile del policarbonato, questa è un'estensione da includere a scapito di un aumento del peso specifico.

Il bordo della ventola incanala il flusso fino a creare un getto parete, per un flusso meno condizionato dalle condizioni imposte un possibile miglioramento fluidodinamico potrebbe provenire dalla rimozione del bordo della ventola.

Lista delle figure

Figura 1: schema concettuale del funzionamento di ARETHA	14
Figura 2: a sinistra il prototipo di Nosedo, usato per raccogliere i dati sperimentali, a destra vista laterale di ARETHA.....	15
Figura 3: schema del sistema di misura e controllo	17
Figura 4: principio di funzionamento di un collettore solare ad aria	21
Figura 5: grafico qualitativo delle perdite di un collettore solare ad aria.....	23
Figura 6: confronto delle prestazioni termoidrauliche per le diverse configurazioni.....	24
Figura 7: misure geometriche del pannello	28
Figura 8: geometria del pannello e posizione del radiatore e del ventilatore al suo interno	29
Figura 9: posizionamento relativo del gruppo ventola-radiatore	29
Figura 10: geometria semplificata quotata del gruppo ventola-radiatore.....	30
Figura 11: tubo di flusso per la prova di portata	30
Figura 12: particolare della prova di portata	31
Figura 13: a sinistra sensore di temperatura dell'aria in uscita dal radiatore, a destra sensore di temperatura dell'angolo basso.....	32
Figura 14: posizione frontale dei sensori	32
Figura 15: vista laterale del posizionamento dei sensori.....	32
Figura 16: contatore volumetrico e piranometro.....	33
Figura 17: geometria di base del pannello ARETHA usata per la simulazione	39
Figura 18: schema concettuale delle fasi successive della creazione della mesh definitiva	39
Figura 19: particolare della sezione laterale, dove si può notare la modifica allo spigolo del radiatore.....	40
Figura 20: profilo di velocità sulla superficie inferiore del radiatore nel caso in cui tutta questa sia identificata come "outlet". Rosso velocità massima, blu minima	41
Figura 21: a sinistra geometria del radiatore con il bordo della ventola e il mozzo, a destra si può notare l'impronta della ventola vista dal basso (rosa pallido).....	42
Figura 22: geometria definitiva della mesh usata per le simulazioni	44
Figura 23: discretizzazione della copertura. Si notano le zone con celle di dimensioni crescenti ...	44
Figura 24: mesh della superficie laterale.....	45
Figura 25: ingrandimento della Figura 24 che mostra il trattamento di parete	45
Figura 26: profilo di velocità di un piano parallelo al fondo (caso k-ε RNG)	57
Figura 27: profilo di velocità di un piano parallelo al fondo (caso k-ε standard)	57
Figura 28: profilo di velocità di un piano parallelo al fondo (caso k-ω SST).....	58
Figura 29: pathlines del caso k-ε RNG	58
Figura 30: pathlines del caso k-ε standard	59
Figura 31: pathlines del caso k-ω SST	59

Figura 32: vista dal basso del radiatore con pathlines in uscita dal dominio e profilo di velocità all'uscita. Si può osservare il ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (caso k-ε RNG)	60
Figura 33: vista dal basso del radiatore con pathlines in uscita dal dominio e profilo di velocità all'uscita. Si può osservare il ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (caso k-ε standard)	61
Figura 34: vista dal basso del radiatore con pathlines in uscita dal dominio e profilo di velocità all'uscita. Si può osservare il ricircolo nella parte bassa dell'impronta della ventola (caso k-ω SST)	61
Figura 35: pathlines in uscita dalla ventola e profilo di velocità in corrispondenza della ventola (caso k-ε RNG)	62
Figura 36: pathlines in uscita dalla ventola e profilo di velocità in corrispondenza della ventola (caso k-ε standard)	62
Figura 37: pathlines in uscita dalla ventola e profilo di velocità in corrispondenza della ventola (caso k-ω SST)	63
Figura 38: profilo di temperature del gruppo ventola-radiatore, vista dall'alto. Si può osservare la zona del sensore di uscita dalla ventola (cerchio nero). Caso k-ε RNG	64
Figura 39: profilo di temperature del gruppo ventola-radiatore, vista dall'alto. Si può osservare la zona del sensore di uscita dalla ventola (cerchio nero). Caso k-ε standard	64
Figura 40: profilo di temperature del gruppo ventola-radiatore, vista dall'alto. Si può osservare la zona del sensore di uscita dalla ventola (cerchio nero). Caso k-ω SST	65
Figura 41: profilo di temperatura del radiatore e dell'impronta ventola, vista dal basso. Il cerchio indica la posizione del sensore. caso k-ε RNG	65
Figura 42: profilo di temperatura del radiatore e dell'impronta ventola, vista dal basso. Il cerchio indica la posizione del sensore. caso k-ε standard	66
Figura 43: profilo di temperatura del radiatore e dell'impronta ventola, vista dal basso. Il cerchio indica la posizione del sensore. caso k-ω SST	66
Figura 44: posizionamento linee di calcolo del profilo	67
Figura 45: profilo di temperature sul fondo del pannello (modello k-ε RNG) e posizionamento del sensore sul fondo (evidenziata dal cerchio nero)	71
Figura 46: profilo di temperature sul fondo del pannello (modello k-ε standard) e posizionamento del sensore sul fondo (evidenziata dal cerchio nero)	71
Figura 47: profilo di temperature sul fondo del pannello (modello k-ω SST) e posizionamento del sensore sul fondo (evidenziata dal cerchio nero)	72
Figura 48: profilo termico del fondo del pannello (caso k-ε RNG)	72
Figura 49: profilo termico del fondo del pannello (caso k-ε standard)	73
Figura 50: profilo termico del fondo del pannello (caso k-ω SST)	73
Figura 51: profilo termico di un piano parallelo al fondo distante 70mm (caso k-ε RNG)	74
Figura 52: profilo termico di un piano parallelo al fondo distante 70mm (caso k-ε standard)	74
Figura 53: profilo termico di un piano parallelo al fondo distante 70mm (caso k-ω SST)	75
Figura 54: pathlines per il caso v^2 -f	76
Figura 55: velocità in uscita dalla ventola e pathlines nel caso v^2 -f	76
Figura 56: velocità in ingresso al radiatore e pathlines per il caso v^2 -f	77
Figura 57: profilo di velocità per un piano parallelo al fondo e distante 70 mm da esso. Caso v^2 -f	77
Figura 58: profilo di temperature del fondo del pannello. Caso v^2 -f	78

Figura 59: profilo di temperature del piano parallelo al fondo. Caso v^2 -f.....	78
Figura 60: profilo di velocità per un piano parallelo al fondo, nei casi rispettivamente di 2; 3; 4,20 e 5,15 m/s	84
Figura 61: particolare delle pathlines intorno alla ventola nel caso senza il bordo, vista da destra.	85
Figura 62: particolare delle pathlines intorno alla ventola nel caso senza bordo, vista da sinistra ..	85

Lista dei grafici

Grafico 1: andamento dell'irradianza giornaliera perpendicolare alla copertura.....	34
Grafico 2: profilo delle temperature giornaliere misurate dai sensori.....	35
Grafico 3: profilo di temperature per quattro punti in prossimità del sensore dell'angolo alto per i modelli standard e RNG.....	68
Grafico 4: profilo di temperature per quattro punti in prossimità del sensore dell'angolo basso per i modelli standard e RNG.....	69
Grafico 5: profilo di temperature per quattro punti in prossimità del sensore dell'aria interna per i modelli standard e RNG.....	70
Grafico 6: andamento della perdita di carico del pannello al variare della portata elaborata	81
Grafico 7: andamento dell'energia idealmente estraibile dal radiatore in funzione della portata.....	81
Grafico 8: spesa energetica della ventola in funzione della portata	82
Grafico 9: energia netta disponibile al variare della portata.....	83

Lista delle tabelle

Tabella 1: tavola dei materiali.....	17
Tabella 2: risultati delle simulazioni CFD sui collettori solari ad aria.....	26
Tabella 3: tabella dei sensori di temperatura.....	33
Tabella 4: misure delle temperature e dell'irradianza del 31 dicembre 2013 e loro media	35
Tabella 5: scarto tra il caso k-ε standard a densità costante e quello che assume aria come gas ideale	52
Tabella 6: tabella delle caratteristiche termofisiche impiegate nella simulazione	52
Tabella 7: tabella delle condizioni al contorno per la copertura	53
Tabella 8: condizioni al contorno per la ventola	53
Tabella 9: tabella delle condizioni al contorno per l'impronta ventola	53
Tabella 10: impostazioni numeriche delle simulazioni fluidodinamiche.....	56
Tabella 11: tabella dei risultati fluidodinamici.....	56
Tabella 12: risultati di temperatura media pesto sulla massa nei casi con diversi modelli di turbolenza adottati	67
Tabella 13: potenza massima estraibile risultante dai tre modelli di turbolenza.....	75
Tabella 14: alcuni risultati ottenuti al variare della portata di aria elaborata dalla ventola.....	80

Bibliografia

1. Yadav AS, Bhagoria JL. Heat transfer and fluid flow analysis of solar air heater: A review of CFD approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013;23(0):60-79.
2. Kumar A, Bhagoria JL, Sarviya RM. Heat transfer and friction correlations for artificially roughened solar air heater duct with discrete W-shaped ribs. *Energy Conversion and Management*. 2009;50(8):2106-2117.
3. Mittal MK, Varun, Saini RP, Singal SK. Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on the absorber plate. *Energy*. 2007;32(5):739-745.
4. Aharwal KR, Gandhi BK, Saini JS. Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renewable Energy*. 2008;33(4):585-596.
5. Karwa R. Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetricaly heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern. *Int Commun Heat Mass Transfer*. 2003;30(2):241-250.
6. Sahu MM, Bhagoria JL. Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater. *Renewable Energy*. 2005;30(13):2057-2073.
7. Gupta D, Solanki SC, Saini JS. Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates. *Solar Energy*. 1997;61(1):33-42.
8. Saini RP, Saini JS. Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughness element. *Int J Heat Mass Transfer*. 1997;40(4):973-986.
9. Karwa R, Solanki SC, Saini JS. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *Int J Heat Mass Transfer*. 1999;42(9):1597-1615.
10. Bhagoria JL, Saini JS, Solanki SC. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renewable Energy*. 2002;25(3):341-369.

11. Saini SK, Saini RP. Development of correlations for nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness. *Solar Energy*. 2008;82(12):1118-1130.
12. Saini RP, Verma J. Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters. *Energy*. 2008;33(8):1277-1287.
13. Karmare SV, Tikekar AN. Heat transfer and friction factor correlation for artificially roughened duct with metal grit ribs. *Int J Heat Mass Transfer*. 2007;50(21-22):4342-4351.
14. Jaurker AR, Saini JS, Gandhi BK. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy*. 2006;80(8):895-907.
15. Layek A, Saini JS, Solanki SC. Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib-groove roughness on absorber plate. *Renewable Energy*. 2007;32(12):1967-1980.
16. Lanjewar A, Bhagoria JL, Sarviya RM. Heat transfer and friction in solar air heater duct with W-shaped rib roughness on absorber plate. *Energy*. 2011;36(7):4531-4541.
17. Hans VS, Saini RP, Saini JS. Performance of artificially roughened solar air heaters-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009;13(8):1854-1869.
18. Arulanandam SJ, Hollands KGT, Brundrett E. A CFD heat transfer analysis of the transpired solar collector under no-wind conditions. *Solar Energy*. 1999;67(1-3):93-100.
19. Ammari HD. A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats. *Renewable Energy*. 2003;28(10):1597-1615.
20. Chaube A, Sahoo PK, Solanki SC. Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater. *Renewable Energy*. 2006;31(3):317-331.
21. Varol Y, Oztop HF. A comparative numerical study on natural convection in inclined wavy and flat-plate solar collectors. *Build Environ*. 2008;43(9):1535-1544.
22. Kumar S, Saini RP. CFD based performance analysis of a solar air heater duct provided with artificial roughness. *Renewable Energy*. 2009;34(5):1285-1291.
23. Karmare SV, Tikekar AN. Analysis of fluid flow and heat transfer in a rib grit roughened surface solar air heater using CFD. *Solar Energy*. 2010;84(3):409-417.

24. Ortega-Casanova J. CFD and correlations of the heat transfer from a wall at constant temperature to an impinging swirling jet. *Int J Heat Mass Transfer*. 2012;55(21–22):5836-5845.
25. Chen HJ, Moshfegh B, Cehlin M. Investigation on the flow and thermal behavior of impinging jet ventilation systems in an office with different heat loads. *Build Environ*. 2013;59:127-144.
26. Versteeg HK, Malalasekera W. *An introduction to computational fluid dynamics, the finite volume method*. 5th ed. Pearson Education Limited; 2007.